В. Я. Карелин, А. В. Минаев

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ



В. Я. Карелин, А.В. Минаев

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Издание второе, переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальностям "Водоснабжение и канализация" и "Рациональное использование водных ресурсов и обезвреживание промышленных стоков".

МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1986

ББК 38.761
К 22
УДК 628.12(075.8)

Рецензент — канд техн наук П В Лобачев

Издание 1-е вышло в 1976 г под загл.. Турк В. И., Минаев А В, Карелин В Я Насосы и насосные станции

Карелин В. Я., Минаев А. В.

К 22 Насосы и насосные станции: Учеб. для вузов.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Стройиздат, 1986.— 320 с.: ил.

Описаны конструкции, принцип действия и области применения насосов различных типов Рассмотрены их технические характеристики и режимы работы Даны рекомендации по определению рабочих параметров насосов общего применения, а также насосов, используемых при производстве строительных работ Во втором издании расширены разделы, посвященные совместной работе насосов и сети технико экономическому сравнению вариантов при проектиро вании насосных станций надежности их эксплуатации

Для студентов строительных вузов и факультетов, обучающихся по специальностям «Водоснабжение и канализация» и «Рациональное использо вание водных ресурсов и обезвреживание промышленных стоков»

К $\frac{3206000000-313}{047(01)-86}$ 36—86

ББК 38.761
6С9.3

Учебник

**ВЛАДИМИР ЯКОВЛЕВИЧ КАРЕЛИН
АЛЕКСАНДР ВАСИЛЬЕВИЧ МИНАЕВ**

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

Редакция литературы по инженерному оборудованию
Зав редакцией И В Соболева
Редактор Г А Лебедева
Мл редактор Н И Романова
Технические редакторы Н Г Алеева, Ю Л Циханкова
Корректор Г Г Морозовская
ИБ № 3803

Сдано в набор 03 12 85 Подписано в печать 03 06 86 Т 06680 Формат 70×100¹/₁₆
Бумага офс № 2. Гарнитура «Литературная» Печать офсетная Усл печ л. 25,80
Усл кр отт 25,80 Уч изд л 27,28 Тираж 41 000 экз Изд № AI 769
Зак № 1169 Цена 1 р 20 к

Стройиздат, 101442, Москва, Каляевская, 23а

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств полиграфии и книжной торговли
129041 Москва, Б Переяславская, д 46

© Стройиздат, 1976
© Стройиздат, 1986, с изменениями

В 1935—1937 гг. впервые в мире советскими конструкторами под руководством М. Г. Кочнева и И. И. Куколевского были созданы осевые насосы большой подачи (15 $м^3/с$). Дальнейшие теоретические и конструктивные разработки позволили выпускать насосы с подачей до 40 и 60 $м^3/с$.

Развитие отечественного насосостроения дало возможность осуществить строительство очень больших районных систем водоснабжения (Донбасса, Криворожья, ряда промышленных районов Сибири и Урала), по которым ежесуточно перекачиваются десятки миллионов кубометров воды.

В настоящее время в Целинном крае построено несколько районных систем водоснабжения. Каждая из этих систем охватывает площадь в несколько миллионов гектаров и имеет протяженность водоводов по несколько тысяч километров.

Высоконапорные насосы (60—75 м) с большой подачей (10—15 $м^3/с$) позволяют орошать земли, расположенные на горных плато, и тем самым вводить в эксплуатацию новые земли.

Если в первые послевоенные годы в стране выпускались насосы для воды и слабоагрессивных вод, то сейчас насосы, изготовляемые в СССР, перекачивают самые разнообразные жидкости — от сжиженных газов с температурой —180 °С до расплавленных металлов с температурой +500 °С; от дистиллированной воды до химически агрессивных сред с наличием абразивных взвешенных частиц.

Выполняя решения ЦК КПСС по ускорению научно-технического прогресса, следует предусмотреть выпуск насосов из высококачественных металлов, что позволит увеличить ресурс насосов с тысяч часов до десятков тысяч часов. Увеличение ресурса насосов ведет к уменьшению затрат на ремонтные работы, снижению числа резервных насосов и уменьшению площадей насосных станций.

Огромная роль в развитии насосостроения и его научных основ принадлежит научно-исследовательским институтам: ВНИИ Гидромаш и ВНИИ ВОДГЕО; кафедрам Ленинградского политехнического института, МВТУ им. Баумана, Харьковского технологического и Московского энергетического институтов, а также специализированным проектным институтам — Союзводоканалниипроект, Гипрокоммунводоканал, Мосводоканалпроект, Мосгражданпроект, Гипроводхоз и др.

Большие заслуги в развитии теории насосостроения и конструирования насосов имеют Г. Ф. Проскура, А. А. Ломакин, С. С. Руднев, В. С. Квятковский, И. Г. Есьман, Н. М. Щапов, Н. Н. Вознесенский, И. И. Куколевский, Т. М. Башта и др.

ГЛАВА 1. НАЗНАЧЕНИЕ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ НАСОСОВ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ

§ 1. Основные параметры и классификация насосов

Насосы представляют собой гидравлические машины, предназначенные для перемещения жидкостей под напором. Преобразуя механическую энергию приводного двигателя в механическую энергию движущейся жидкости, насосы поднимают жидкость на определенную высоту, подают ее на необходимое расстояние в горизонтальной плоскости или заставляют циркулировать в какой-либо замкнутой системе.

Выполняя одну или несколько упомянутых функций, насосы в любом случае входят в состав оборудования насосной станции, принципиальная схема которой применительно к условиям водоснабжения и канализации изображена на рис. 1.1. В этой схеме для привода насоса используется электродвигатель, подключенный к электрической сети. Вода или другая рабочая жидкость забирается насосом из нижнего бассейна и перекачивается по напорному трубопроводу в верхний бассейн за счет преобразования энергии двигателя в энергию жидкости. Энергия жидкости, прошедшей через насос, всегда больше, чем энергия перед насосом.

Основными параметрами насосов, определяющими диапазон изменения режимов работы насосной станции, состав ее оборудования и конструктивные особенности, являются напор, подача, мощность и коэффициент полезного действия.

Напор представляет собой приращение удельной энергии жидкости на участке от входа в насос до выхода из него. Выраженный в метрах напор насоса определяет высоту подъема или дальность перемещения жидкости (соответственно H и L; см. рис. 1.1).

Подача характеризуется объемом жидкости, подаваемой насосом в напорный трубопровод в единицу времени, и измеряется обычно в $м^3/с$, л/с или $м^3/ч$.

Мощность, затрачиваемая насосом, необходима для создания нужного напора и преодоления всех видов потерь неизбежных при преобразовании подводимой к насосу механической энергии в энергию движения жидкости по трубопроводам. Измеряемая в кВт мощность насоса определяет мощность приводного двигателя и суммарную (установленную) мощность насосной станции.

Коэффициент полезного действия учитывает все виды потерь, связанных с преобразованием насосом механической энергии двигателя в энергию движущейся жидкости. КПД определяет экономическую целесообразность эксплуатации насоса при изменении остальных его рабочих параметров (напора, подачи, мощности).

История возникновения и развития насосов показывает, что первоначально они предназначались исключительно для подъема воды. Однако в настоящее время область их применения настолько широка и многообразна, что определение насоса как машины для перекачивания воды было бы односторонним. Помимо водоснабжения и канализации городов, промышленных предприятий и электростанций насосы применяются для орошения и осушения земель, гидроаккумулирования энергии, транспортирования материалов. Существуют питательные насосы котельных установок тепловых электростанций, судовые насосы, насосы для нефтяной, хими-

ческой, бумажной, пищевой и других отраслей промышлениости. Насосы используются при производстве строительных работ (намыв земляных сооружений, водопонижение, откачивание воды из котлованов, подача бетона и строительных растворов к сооружениям и т. п.), при разработке месторождений и транспортировании полезных ископаемых гидравлическим способом, при гидроудалении отходов производственных предприятий. В качестве вспомогательных устройств насосы служат для обеспечения смазки и охлаждения машин.

Таким образом, насосы являются одним из наиболее распространенных видов машин, причем их конструктивное разнообразие чрезвычайно велико, поэтому классификация насосов по их назначению весьма затруднительна. Более логичной представляется классификация, основанная на различиях в принципе действия. С этой точки зрения все существующие в настоящее время насосы могут быть разделены на два вида: динамические и объемные (рис. 1.2).

В динамических насосах жидкость движется под силовым воздействием в камере постоянного объема, сообщающейся с подводящими и отводящими устройствами. В зависимости от вида силового воздействия на жидкость динамические насосы в свою очередь, делятся на лопастные насосы и насосы трения.

Объемные насосы работают по принципу вытеснения жидкости из камеры за счет уменьшения ее объема. Периодическое изменение объема камеры происходит за счет возвратно-поступательного или вращательного движения рабочего органа насоса. Попеременное заполнение камеры перекачиваемой жидкостью и ее опорожнение обеспечиваются клапанными устройствами входного и выходного патрубков насоса.

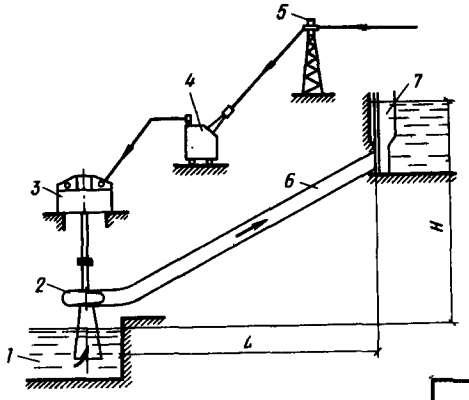
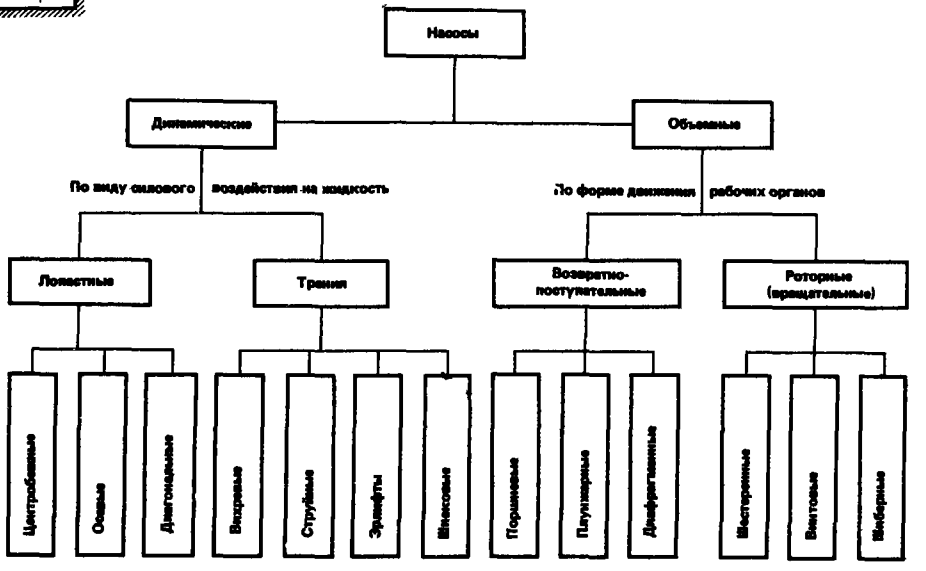


Рис. 1 1. Принципиальная схема насосной станции
1—водоприемник; *2*—насос; *3*—приводной электродвигатель; *4*—силовой понижающий трансформатор; *5*—ЛЭП, *6*—напорный трубопровод; *7*—водовыпуск

Рис 1 2. Классификация насосов



Конструктивное исполнение насосов различных типов определяется в основном видом их рабочих органов.

Кроме классификации, приведенной на рис. 1.2, существует также разделение насосов по виду перекачиваемой жидкости, по виду привода и по другим классификационным признакам.

Необходимо отметить, что, несмотря на большие различия в принципе действия, конструкции насосов всех типов, включая насосы, применяемые в системах водоснабжения и канализации, должны удовлетворять требованиям, к числу которых в первую очередь относятся:

надежность и долговечность работы;

экономичность и удобство эксплуатации;

изменение рабочих параметров в широких пределах при условии сохранения высокого КПД;

минимальные размеры и масса;

простота устройства, заключающаяся в минимальном числе деталей и полной их взаимозаменяемости;

удобство монтажа и демонтажа.

Выбор типа насоса в каждом конкретном случае производится с учетом его эксплуатационных и конструктивных качеств, наиболее полно удовлетворяющих технологическому назначению рассматриваемой насосной станции.

§ 2. Схемы устройства и принцип действия лопастных насосов

К числу лопастных насосов, серийно выпускаемых отечественной промышленностью и нашедших наибольшее распространение при сооружении современных систем водоснабжения и канализации, относятся центробежные, осевые и диагональные насосы. Работа этих насосов основана на общем принципе — силовом взаимодействии лопастей рабочего колеса с обтекающим их потоком перекачиваемой жидкости. Однако механизм этого взаимодействия у насосов перечисленных типов различен, что, естественно, приводит к существенным различиям в их конструкциях и эксплуатационных показателях.

Центробежные насосы. Основным рабочим органом центробежного насоса, один из возможных вариантов которого схематически изображен на рис. 1.3, является свободно вращающееся внутри корпуса колесо, насаженное на вал. Рабочее колесо состоит из двух дисков (переднего и заднего), отстоящих на некотором расстоянии друг от друга. Между дисками, соединяя их в единую конструкцию, находятся лопасти, плавно изогнутые в сторону, противоположную направлению вращения колеса. Внутренние поверхности дисков и поверхности лопастей образуют так называемые межлопастные каналы колеса, которые при работе насоса заполнены перекачиваемой жидкостью.

При вращении колеса на каждую часть жидкости (массой m), находящейся в межлопастном канале на расстоянии r от оси вала, будет действовать центробежная сила, определяемая выражением

$$F_{ц} = m\omega^2 r, \qquad (1.1)$$

где ω — угловая скорость вала, рад/с

Под действием этой силы жидкость выбрасывается из рабочего колеса, в результате чего в центре колеса создается разрежение, а в периферийной его части — повышенное давление. Для обеспечения непрерывного движения жидкости через насос необходимо обеспечить подвод перекачиваемой жидкости к рабочему колесу и отвод ее от него.

Жидкость поступает через отверстие в переднем диске рабочего колеса по всасывающему патрубку и всасывающему трубопроводу. Движение жидкости по всасывающему трубопроводу происходит вследствие разности давлений над свободной поверхностью жидкости в приемном бассейне (атмосферное) и в центральной области колеса (разрежение).

Для отвода жидкости в корпусе

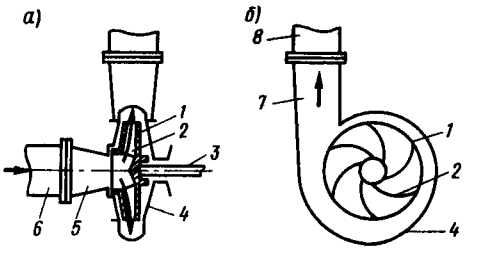


Рис 1.3 Центробежный насос
а — продольный разрез; *б*—поперечный; *1*—рабочее ко лесо; *2*—лопасти рабочего колеса, *3*—вал, *4*—корпус; *5*—всасывающий патрубок, *6*—всасывающий трубо провод; *7*—напорный патрубок, *8*—напорный трубо провод

насоса имеется расширяющаяся спиральная камера (в форме улитки), куда и поступает жидкость, выбрасываемая из рабочего колеса. Спиральная камера (отвод) переходит в короткий диффузор, образующий напорный патрубок, соединяемый обычно с напорным трубопроводом.

Анализ уравнения (1.1) показывает, что центробежная сила, а следовательно, и напор, развиваемый насосом, тем больше, чем больше частота вращения и диаметр рабочего колеса. В качестве привода центробежного насоса можно использовать любой высокооборотный двигатель. Чаще всего для этой цели применяют электродвигатели.

В зависимости от требуемых параметров, назначения и условий работы в настоящее время разработано большое число разнообразных конструкций центробежных насосов, которые можно классифицировать по нескольким признакам.

По числу рабочих колес различают одноступенчатые и многоступенчатые насосы. В многоступенчатых насосах перекачиваемая жидкость проходит последовательно через ряд рабочих колес, насаженных на общий вал. Создаваемый таким насосом напор равен сумме напоров, развиваемых каждым колесом. В зависимости от числа колес (ступеней) насосы могут быть двухступенчатыми, трехступенчатыми и т. д.

По способу подвода жидкости к рабочему колесу различают насосы с односторонним подводом (см. рис. 1.3) и насосы с двусторонним подводом, или так называемые центробежные насосы двустороннего входа.

По способу отвода жидкости из рабочего колеса различают насосы со спиральными и турбинными отводами. В насосах со спиральным отводом перекачиваемая жидкость из рабочего колеса поступает непосредственно в спиральную камеру и затем либо отводится в напорный трубопровод, либо по переточным каналам поступает к следующим колесам. В насосах с турбинным отводом жидкость, прежде чем попасть в спиральную камеру, проходит через систему неподвижных лопаток, образующих особое устройство, называемое направляющим аппаратом.

По компоновке насосного агрегата (расположению вала) различают насосы горизонтальные и вертикальные.

По способу соединения с двигателем центробежные насосы разделяются на приводные (со шкивом или редуктором), соединяемые непосредственно с двигателями с помощью муфты, и моноблочные, рабочее колесо которых устанавливается на удлиненном конце вала электродвигателя.

По роду перекачиваемой жидкости насосы бывают водопроводные, канализационные, теплофикационные (для горячей воды), кислотные, грунтовые и др.

Напор одноступенчатых центробежных насосов, серийно выпускаемых промышленностью, достигает 120 м, подача — 30 м^3/с. Серийные многоступенчатые насосы развивают напор по 2000 м при подаче 0,08—0,1 м^3/с. Что касается КПД, то в зависимости от конструктивного использования он меняется в широких пределах — от 0,85 до 0,9 у крупных одноступенчатых насосов и 0,4—0,45 у высоконапорных многоступенчатых. Параметры центробежных насосов специального изготовления, как одноступенчатых, так и многоступенчатых, могут быть значительно выше.

Осевые насосы. Рабочее колесо осевого насоса (рис. 1.4) состоит из втулки, на которой укреплено

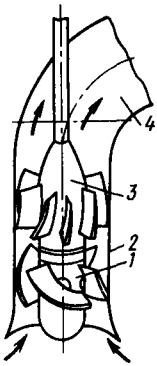
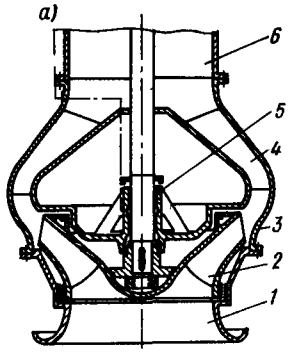


Рис 1 4 Осевой насос
1—рабочее колесо, *2*—камера рабочего колеса, *3*—выправляющий аппарат *4*—отвод



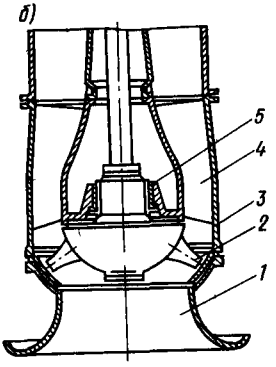


Рис. 1 5. Диагональный насос
а—с рабочим колесом закрытого типа; *б*—с рабочим колесом открытого типа *1*—всасывающий патрубок, *2*—рабочее колесо *3*—корпус насоса, *4*—выправляющий аппарат; *5*—радиальный подшипник, *6*—отвод

несколько лопастей, представляющих собой удобообтекаемое изогнутое крыло с закругленной передней, набегающей на поток кромкой.

Рабочее колесо насоса вращается в трубчатой камере, заполненной перекачиваемой жидкостью. При динамическом воздействии лопасти на жидкость за счет изменения скорости течения давления над лопастью повышается, а под ней понижается. Благодаря образующейся при этом подъемной силе основная масса жидкости в пределах колеса движется в осевом направлении, что и определило название насоса.

Двигаясь поступательно, перекачиваемая жидкость одновременно несколько закручивается рабочим колесом. Для устранения вращательного движения жидкости служит выправляющий аппарат, через который она проходит перед выходом в коленчатый отвод, соединяемый с напорным трубопроводом. Жидкость подводится к рабочим колесам небольших осевых насосов с помощью конических патрубков. У крупных насосов для этой цели служат камеры и всасывающие трубы относительно сложной формы.

Осевые насосы выпускаются двух модификаций: с жестко закрепленными на втулке лопастями рабочего колеса и с поворотными лопастями. Изменение в определенных пределах угла установки лопастей рабочего колеса позволяет поддерживать высокое значение КПД насоса в широком диапазоне изменения его рабочих параметров.

В качестве привода осевых насосов используются, как правило, электродвигатели синхронного и асинхронного типа, непосредственно соединяемые с насосом муфтой. Насосные агрегаты изготовляют с вертикальным, горизонтальным или наклонным валом.

Подача серийно выпускаемых отечественной промышленностью осевых насосов колеблется от 0,5 до 45 $м^3/с$ при напорах от 2,5 до 27 м. Таким образом, по сравнению с центробежными осевые насосы имеют значительно большую подачу, но меньший напор. КПД высокопроизводительных осевых насосов достигает 0,9 и выше.

В связи с проектированием систем межбассейновой переброски части стока рек в нашей стране ведутся работы по созданию крупных осевых насосов с подачей 100 $м^3/с$ и более при напорах от 2 до 20 м.

Диагональные насосы. Поток жидкости, проходящий через рабочее колесо диагонального насоса, направлен не радиально, как у центробежных насосов, и не параллельно оси, как у осевых, а наклонно, как бы по диагонали прямоугольника, составленного радиальным и осевым направлениями.

Наклонное направление потока создает основную конструктивную особенность диагональных насосов— перпендикулярное к меридионально-

му потоку и наклонное к оси насоса расположение лопастей рабочего колеса. Это обстоятельство позволяет использовать при создании напора совместное действие подъемной и центробежной сил.

Рабочие колеса диагональных насосов могут быть закрытого (рис. 1.5, *а*) или открытого (рис. 1.5,*б*) типа. В первом случае конструкция колеса приближается к конструкции колеса центробежного насоса, а во втором — осевого. Лопасти рабочих колес открытого типа у ряда насосов выполняются поворотными, что является их несомненным преимуществом.

Жидкость отводится от рабочего колеса диагонального насоса с помощью спиральной камеры, как у центробежных насосов, либо с помощью трубчатого колена, как у осевых.

По своим рабочим параметрам (подача, напор) диагональные насосы также занимают промежуточное положение между центробежными и осевыми.

§ 3. Схемы устройства и принцип действия насосов трения

По предусмотренной ГОСТ 17398—71 классификации насосы трения включают в себя весьма разнообразные как по принципу преобразования энергии, так и по виду рабочих органов механизмы и устройства.

Вихревые насосы. Рабочее колесо вихревого насоса (рис. 1.6) представляет собой плоский диск с короткими радиальными прямолинейными лопатками, расположенными на периферии колеса. В корпусе имеется кольцевая полость, в которую и входят лопатки колеса. Внутренний уплотняющий выступ, плотно примыкая к наружным торцам и боковым поверхностям лопаток, разделяет всасывающий и напорный патрубки, соединенные с кольцевой полостью.

При вращении колеса жидкость увлекается лопатками и одновременно под воздействием центробежной силы закручивается. Таким образом, в кольцевой полости работающего насоса образуется своеобразное парное кольцевое вихревое движение, почему насос и называется вихревым. Отличительная особенность вихревого насоса заключается в том, что один и тот же объем жидкости, движущейся по винтовой траектории, на участке от входа в кольцевую полость до выхода из нее многократно попадает в межлопастное пространство колеса, где каждый раз получает дополнительное приращение энергии, а следовательно, и напора. Благодаря этому напор вихревых насосов в 2—4 раза больше, чем у центробежных, при одном и том же диаметре колеса, т. е. при одной и той же угловой скорости. Это, в свою очередь, позволяет исполнять вихревые насосы значительно меньших размеров и массы по сравнению с центробежными.

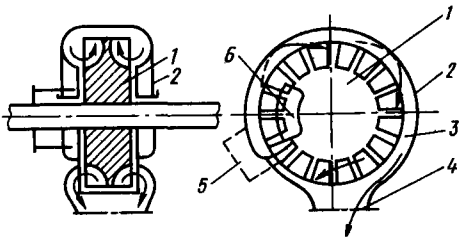


Рис 1.6. Вихревой насос
1—колесо, *2*—корпус, *3*—полость; *4*—напорный патрубок; *5*—всасывающий патрубок; *6*—уплотняющий выступ

Достоинством вихревых насосов является также и то, что они обладают самовсасывающей способностью, исключающей необходимость заливки корпуса и всасывающей линии насоса перекачиваемой жидкостью перед каждым пуском.

Недостатком вихревых насосов является сравнительно невысокий КПД (0,25—0,5) и быстрый износ их деталей при работе с жидкостями, содержащими взвешенные твердые частицы. Серийно выпускаемые вихревые насосы имеют подачу от 1 до 40 м^3/ч и напор от 15 до 90 м.

Струйные насосы. Действие струйных насосов основано на принципе передачи кинетической энергии от одного потока к другому, обла-

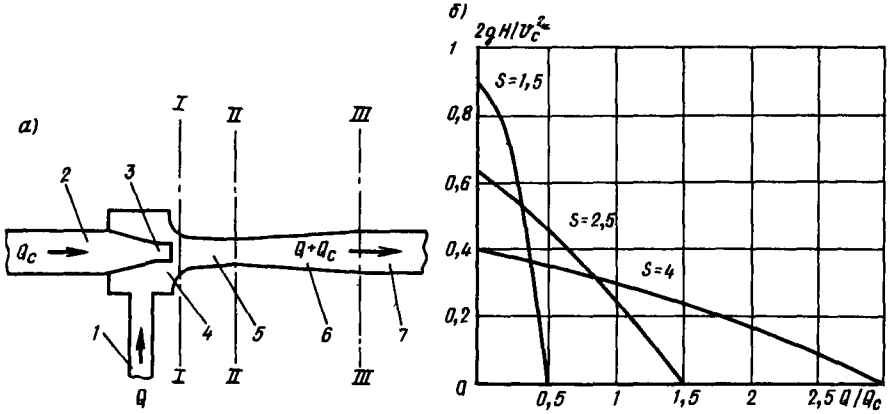


Рис. 1 7. Водоструйный насос

а—схема устройства *1*—всасывающий трубопровод, *2*—труба, *3*—сопло *4*—подводящая камера; *5*—камера смешения; *6*—диффузор; *7*—напорный трубопровод, *б*—теоретическая расходно напорная характеристика

дающему меньшей кинетической энергией. Создание напора у насосов этого типа происходит путем непосредственного смешения обоих потоков, без каких-либо промежуточных механизмов. В зависимости от назначения насоса рабочая и перекачиваемая среды (жидкость, пар, газ) могут быть одинаковыми или разными.

Рассмотрим рабочий процесс струйного насоса и найдем соотношения, определяющие его основные параметры, на примере водоструйного насоса (гидроэлеватора), у которого рабочей и перекачиваемой средой является вода.

В водоструйном насосе (рис. 1.7,*а*) вода под большим давлением по трубе, заканчивающейся соплом, подается в подводящую камеру. Вытекая из сопла с большой скоростью v_c в виде струи, она увлекает за собой воду, заполняющую камеру смешения, давление в которой становится меньше атмосферного. Из камеры смешения общий поток направляется в диффузор, где за счет уменьшения скорости течения создается давление, необходимое для движения жидкости по напорному трубопроводу. Постоянное заполнение подводящей камеры перекачиваемой водой происходит из приемного резервуара по всасывающему трубопроводу. Напор, развиваемый водоструйным насосом, согласно определению, данному в § 1, представляет собой разность удельных энергий в выходном сечении *III—III* и во входном *I—I*. Без учета потерь он может быть приравнен приращению энергии на участке между сечениями *II—II* и *I—I* камеры смешения.

Используя уравнение Бернулли для этих двух сечений и вводя безразмерные параметры $s = F_{к.с}/f_c$ и $q = Q/Q_c$, где $F_{кс}$ и f_c — соответственно площади поперечного сечения камеры смешения и струи, а Q_c — расход сопла (струи), после ряда преобразований можно получить следующее выражение:

$$H = \frac{v_c^2}{2g}\left[\frac{2}{s} + \frac{s-2}{(s-1)^2 s}q^2 - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{s^2}(1+q)^2\right] \qquad (1\,2)$$

Действительный напор водоструйного насоса будет, конечно, меньше подсчитанного по уравнению (1.2) за счет гидравлических потерь в приемной камере, камере смешения и диффузоре. Тем не менее выражение (1.2) позволяет проанализировать изменение основных параметров водоструйных насосов. Прежде всего оно ясно показывает, что развиваемый насосом напор пропорционален $v_c^2/(2g)$, т. е. напору H_c, с которым вода подводится к соплу. Кроме того, напор опре-

деляется относительной подачей q и геометрическим параметром s.

На рис. 1.7,*б* эти соотношения построены для s, равного 1,5; 2,5 и 4. Из графика видно, что с увеличением подачи напор, развиваемый водоструйным насосом, уменьшается; увеличение параметра s также вызывает уменьшение напора.

КПД водоструйного насоса определяется отношением полезной энергии жидкости к подведенной энергии, которую можно выразить следующим образом:

$$Э_с = Q_c \rho g H_c \qquad (1\,3)$$

Полезная энергия определяется напором и полезной подачей. Последнюю можно определять по-разному. Если водоструйный насос используется для откачивания воды, то полезным является только расход Q, поступающий в подводящую камеру. В этом случае

$$Э_п = Q \rho g H,$$

и КПД водоструйного насоса будет:

$$\eta = QH/(Q_c H_c) \qquad (1\,4)$$

Действительные значения КПД, достигаемые на практике в подобных условиях, не превышают 0,25—0,3.

Если же водоструйный насос используется для водоснабжения или для охлаждения, то полезной является суммарная подача $Q + Q_c$, и тогда

$$Э_п = (Q + Q_c) \rho g H,$$

а выражение для КПД будет иметь вид:

$$\eta' = (Q + Q_c) H/(Q_c H_c) \qquad (1\,5)$$

В этом случае, естественно, КПД выше и может достигать 0,6—0,7.

Водоструйный насос по своему устройству весьма прост и доступен для изготовления в местных условиях. Следует, однако, иметь в виду, что для обеспечения его хорошей работы требуется правильный подбор размеров и тщательное изготовление. Существенное значение имеют форма сопла, расстояние от сопла до камеры смешения, форма камеры смешения и диффузора.

Воздушные подъемники. Воздушный подъемник, или как его еще называют эрлифт, состоит из вертикальной трубы, погружаемой под уровень воды в скважине или в приемном резервуаре (рис. 1.8). Внутри трубы проходит воздуховод, по которому сжатый воздух подается компрессором и распыляется с помощью форсунки, находящейся на глубине $H_п$ ниже уровня воды в скважине. Плотность образующейся при этом воздушно-водяной смеси $\rho_{см}$ значительно меньше плотности воды ρ, в результате чего смесь поднимается по трубе над уровнем воды в скважине на высоту H.

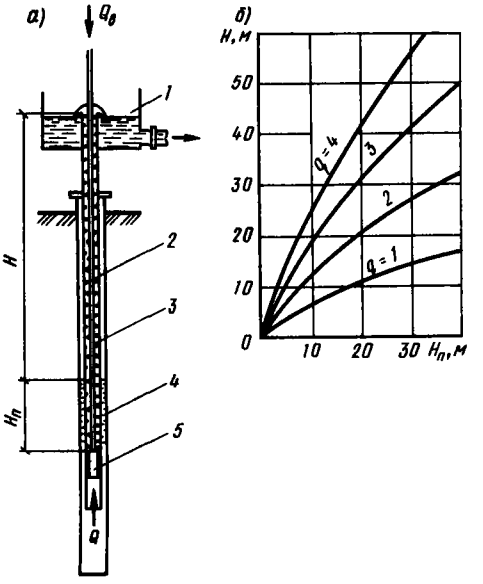


Рис. 1.8. Воздушный подъемник

а—схема устройства; *б*—напорная характеристика, *1*—приемный бак, *2*—воздушная труба от компрессора, *3*—водоподъемная труба, *4*—обсадная труба скважины; *5*—форсунка

По принципу сообщающихся сосудов в условиях равновесия

$$H_п \rho = (H_п + H) \rho_{см}$$

Отсюда находим высоту подъема H (напор) эрлифта, которая без учета потерь в трубе составит:

$$H = H_п (\rho - \rho_{см})/\rho_{см}. \qquad (1\,6)$$

Зависимость между подачей и остальными рабочими параметрами воздушного подъемника можно найти на основе следующих рассуждений.

Энергия, передаваемая компрес-

сором в 1с объему воздуха $Q_{в\,ат}$, м^3, отнесенному к атмосферному давлению, при сжатии его от атмосферного давления $p_{ат}$ до давления p, под которым он подводится к форсунке, при изотермическом процессе будет:

$$N = p_{ат} Q_{в\,ат} \ln(p/p_{ат})$$

Производимая сжатым воздухом полезная работа заключается в подъеме воды объемом Q, м^3, в 1 с на высоту H:

$$N_п = \rho g Q H$$

Учитывая неизбежные потери введением КПД эрлифта η, можно написать:

$$N_п = N\eta,$$

или

$$\rho g Q H = \eta p_{ат} Q_{в\,ат} \ln(p/p_{ат}) \qquad (1.7)$$

Выражая давление p в Па при $\rho = 1000$ кг/м^3 и $p_{ат} = 0{,}1$ МПа, из уравнения (1.7) после ряда преобразований получим искомую зависимость:

$$Q = \eta \frac{10}{H} Q_{в\,ат} \ln(0{,}1 H_п + 1) \qquad (1.8)$$

Из формулы (1.8) следует, что подача эрлифта уменьшается с увеличением высоты подъема H. При постоянных напоре и заглублении эрлифта она возрастает с увеличением $Q_{в\,ат}$. Казалось бы, здесь кроются неограниченные возможности увеличения Q. Однако оказывается, что при слишком большом расходе воздуха среда в водоподъемной трубе перестает быть однородной, что резко снижает эффективность эрлифта и приводит к уменьшению Q и H.

Как показывает опыт, наиболее выгодные условия работы эрлифта, характеризующиеся относительной глубиной погружения $H_п/H$ и относительным расходом воздуха $q = Q_{в\,ат}/Q$, зависят в основном от напора (табл. 1.1).

Что касается КПД воздушного подъемника, то даже в благоприятных условиях он не превышает 0,3—0,4, а с учетом потерь в компрессоре общий КПД установки составляет обычно 0,15—0,2. Таким образом, по энергетическим показателям это не очень эффективный способ подъема воды. В то же время устройство эрлифта чрезвычайно просто, у него нет подвижных частей и поэтому не опасно попадание в него взвешенных частиц. Он достаточно удобен для подъема воды из скважин, особенно малого диаметра, в которые не входит ни один насос. Воздушный подъемник легко собрать на любом объекте, использовав для подачи воздуха передвижной компрессор. Диаметр водоподъемной трубы легко определить по скорости движения смеси непосредственно над форсункой (2,5—3 м/с) и по скорости излива (6—8 м/с); диаметр воздушной трубы принимают по скорости движения воздуха (5—10 м/с).

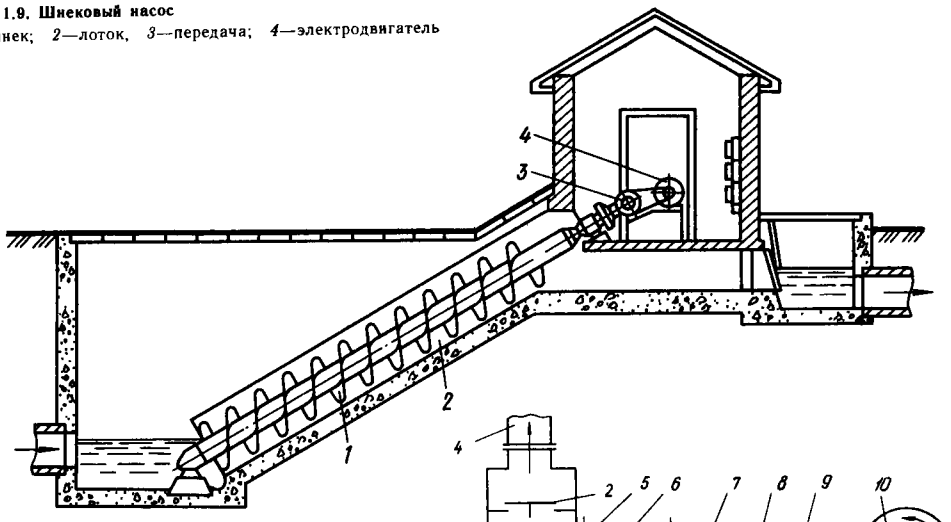
Таблица 1.1

H м	$H_п/H$	q
До 20	3—2,5	1,5—2
40	2	3,5—2
60	1,5	5—5,5
80	1,2	6,5—7
100	1	8—9

Шнековые насосы (рис. 1.9). Основным рабочим органом водоподъемников этого типа является шнек, представляющий собой вал с навитой на него спиралью. Как правило, шнек выполняют с трехзаходной спиралью, что обеспечивает подачу воды и равнопрочность шнека при любом угле поворота. Шнек, установленный наклонно, вращается в лотке, выполняемом обычно из бетона. Линейная скорость кромок шнека 2—5 м/с соответствует частоте вращения 20—100 мин$^{-1}$ в зависимости от диаметра шнека. Для получения такой частоты вращения приводной электродвигатель соединяют с валом шнека через редуктор или через клиноременную передачу.

Угол наклона шнека принимают 25—30°, что при обычной длине шнека 10—15 м обеспечивает высоту подъема 5—8 м. Чем больше подача подъемника, тем больше должно быть поперечное сечение шнека, а это увелнчивает его жест-

Рис. 1.9. Шнековый насос
1—шнек; *2*—лоток, *3*—передача; *4*—электродвигатель



кость. Поэтому при большей подаче можно принимать бо́льшую длину шнека, увеличивая тем самым высоту подъема.

Подача шнековых насосов колеблется от 15 до 5000 л/с при высоте подъема 6—7 м. Средний КПД шнекового насоса составляет около 0,7—0,75 и остается практически постоянным в большом диапазоне изменения подачи.

§ 4. Схемы устройства и принцип действия объемных насосов

У объемных насосов движение рабочего органа может быть возвратно-поступательным или вращательным, поэтому их разделяют на две группы: к первой группе относятся поршневые, плунжерные и диафрагменные насосы; ко второй — шестеренные, винтовые и др.

Поршневой насос одностороннего действия (рис. 1.10) состоит из корпуса, внутри которого расположены рабочая камера с всасывающим и напорным клапанами и цилиндр с поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение. К корпусу присоединены всасывающий и напорный трубопроводы. Вращательное движение вала приводного двигателя преобразуется в возвратно-поступательное движение

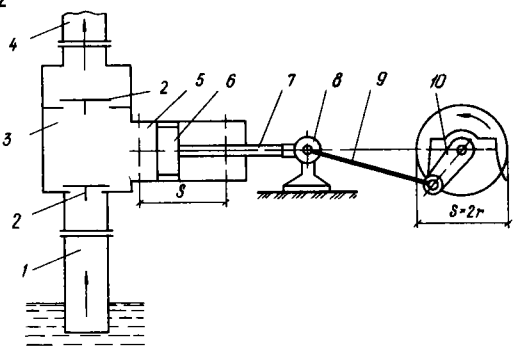


Рис 1 10. Поршневой насос одностороннего действия
1—всасывающий трубопровод, *2*—клапаны, *3*—корпус, *4*—напорный трубопровод; *5*—рабочая камера; *6*—поршень, *7*—шток, *8*—ползун, *9*—шатун; *10*—кривошип

поршня с помощью кривошипно-шатунного механизма.

При ходе поршня вправо в цилиндр засасывается объем жидкости $V=FS$ (где F — площадь поршня; S — ход поршня). При ходе поршня влево этот же объем вытесняется в напорный трубопровод. Таким образом, насос одностороннего действия за один оборот кривошипа совершает один цикл всасывания и один цикл нагнетания (рабочий).

Теоретическая подача насоса в этом случае составляет

$$Q_т=FSn, \qquad (1.9)$$

где n — частота вращения кривошипа, мин$^{-1}$.

Действительная подача Q меньше теоретической вследствие запаздывания закрывания напорного и всасывающего клапанов, утечек через клапаны, сальниковые и поршневые уплотнения, а также за счет выделе-

ния воздуха или газов из перекачиваемой жидкости. Поэтому действительная подача

$$Q = \eta_{об} FSn, \qquad (1\,10)$$

где $\eta_{об}$ — объемный КПД насоса или коэффициент наполнения, зависящий от размеров насоса и составляющий 0,9—0,99

Теоретически поршневой насос может развивать любой напор. Однако практически напор ограничивается в зависимости от прочности отдельных деталей, а также от мощности двигателя, приводящего насос в действие.

Объем жидкости V поршневой насос одностороннего действия подает за один рабочий ход поршня. Мгновенный расход жидкости подаваемой насосом, равен площади поршня F, умноженной на скорость его движения v. Поскольку возвратно-поступательное движение поршня осуществляется с помощью кривошипно-шатунного механизма, скорость поршня изменяется от нуля в мертвых положениях кривошипа до максимума в среднем положении. Аналогичным образом меняется во время рабочего хода поршня и подача насоса. Эти обстоятельства определяют основной недостаток поршневых насосов одностороннего действия — прерывистую и неравномерную подачу.

Изменение подачи поршневого насоса за один оборот кривошипа можно изобразить графически. Подобные графики дают возможность наглядно представить последовательность процессов нагнетания и всасывания, а также оценить степень неравномерности подачи, т. е. установить, во сколько раз максимальная подача превосходит среднюю.

Согласно теории кривошипно-шатунных механизмов можно считать, что изменение мгновенной скорости движения поршня во времени с достаточной степенью приближения следует синусоидальному закону

$$v = r\omega \cdot \sin\alpha, \qquad (1\,11)$$

где $r = S/2$ — радиус кривошипа, $\omega = 2\pi n/60$ — угловая скорость; $\alpha = f(t)$ — угол поворота кривошипа, представляющий собой функцию времени t

Соответственно мгновенная подача насоса

$$Q = Fv = Fr\omega \cdot \sin\alpha \qquad (1.12)$$

Изменение функции (1.12) за время одного оборота кривошипа показано на рис. 1.11,*а*.

Заменим площадь, ограниченную синусоидой и осью абсцисс графика, площадью равновеликого прямоугольника, построенного на отрезке прямой длиной $2\pi r$. Обе эти площади графически выражают объем жидкости, подаваемой насосом в напорный трубопровод за один оборот кривошипа. Высота h прямоугольника, таким образом, будет представлять в принятом масштабе среднюю подачу, а наибольшая высота синусоиды — максимальную подачу. Отношение максимальной подачи к средней (степень неравномерности подачи) будет: $Q_{макс}/Q_{ср} = F/h$.

Площадь прямоугольника, согласно построению, $2\pi rh = FS = F \times 2r$, откуда $h = F/\pi$. Следовательно,

$$Q_{макс}/Q_{ср} = \pi = 3{,}14, \qquad (1.13)$$

т. е. у поршневого насоса одностороннего действия максимальная подача превосходит среднюю в 3,14 раза.

Существует несколько способов уменьшения неравномерности движения жидкости в системе, соединенной с поршневым насосом. Одним из них является применение поршневых насосов двустороннего действия (рис. 1.12), у которых камеры с клапанами располагаются по обе стороны цилиндра и поэтому движение поршня в любую сторону является рабочим: циклу всасывания в левой камере соответствует цикл нагнетания в правой, и наоборот.

Подача поршневого насоса двустороннего действия почти вдвое больше подачи насоса одностороннего действия тех же геометрических размеров и может быть подсчитана по формуле

$$Q = \eta_{об}(2F - f)Sn, \qquad (1\,14)$$

где f — площадь сечения штока

При построении графика изменения подачи поршневого насоса

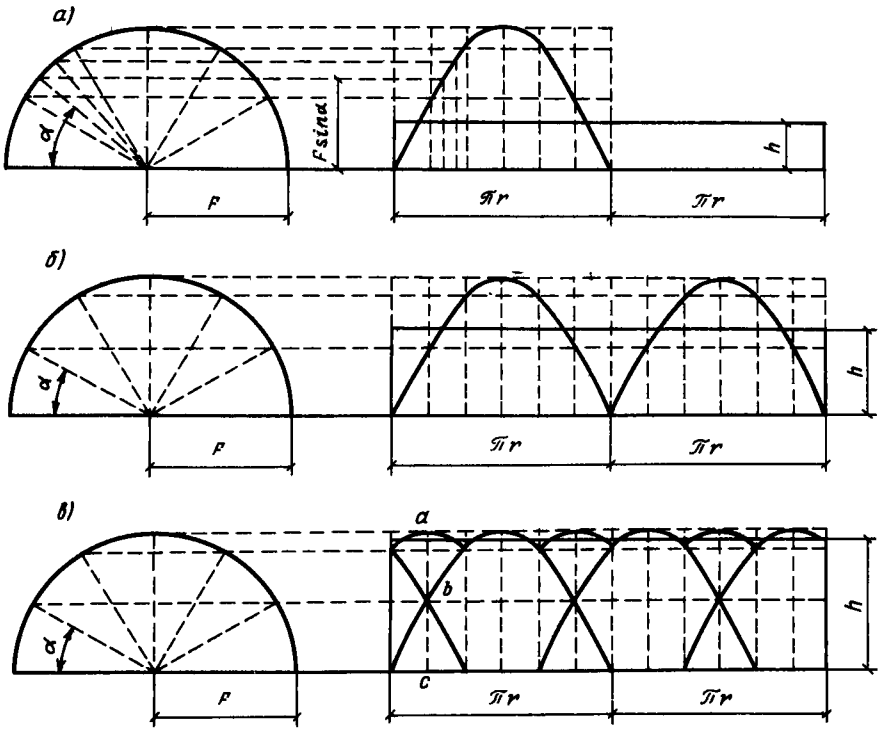


Рис. 1 11. Кривые поршневых насосов
а—одностороннего действия; *б*—двустороннего действия; *в*—трехпоршневого насоса

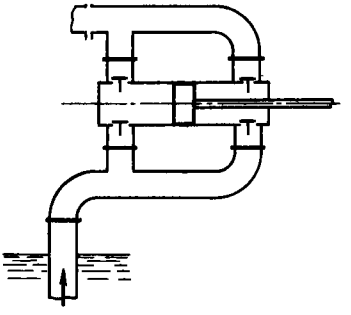


Рис. 1 12 Поршневой насос двустороннего действия

двустороннего действия, пользуясь теми же методами, получим две синусоиды (рис. 1.11,*б*). В этом случае $2\pi rh = 2FS = 2F \cdot 2r$, откуда $h = 2F/\pi$. Следовательно,

$$\frac{Q_{\text{макс}}}{Q_{\text{ср}}} = \frac{F}{2F/\pi} = \frac{\pi}{2} = 1{,}57, \qquad (1\ 15)$$

т. е. максимальная подача превосходит среднюю в 1,57 раза.

Другим весьма эффективным способом является использование многопоршневых насосов с параллельным включением цилиндров, поршни которых приводятся в движение от общего коленчатого вала. Рассмотрим, например, диаграмму подачи трехпоршневого насоса, состоящего из трех насосов одностороннего действия, кривошипы которых расположены по отношению друг к другу под углом 120°.

Для получения суммарной кривой подачи необходимо построить три синусоиды, сдвинутые на 120° одна по отношению к другой, и затем суммировать их ординаты (рис. 1. 11,*в*). Площадь диаграммы, ограниченная сверху суммарной кривой, изображает подачу всеми тремя цилиндрами. Наибольшая ордината графика равна F, так как она получена от сложения двух отрезков ab и bc, каждый из которых составляет: $F \cdot \sin 30° = 0{,}5F$. В этом случае имеем: $2\pi rn = 3FS = 3F \cdot 2r$, откуда $h = 3F/\pi$. Степень неравномерности подачи

$$\frac{Q_{макс}}{Q_{ср}} = \frac{F}{3F/\pi} = \frac{\pi}{3} = 1{,}047. \qquad (1.16)$$

Для обеспечения возможно более равномерной подачи поршневых насосов и уменьшения инерции масс жидкости, заполняющей систему, практикуется также устройство воздушных колпаков. Вследствие большой упругости воздуха, находящегося в колпаке, во время цикла нагнетания происходит его сжатие и поглощение части объема жидкости, прерывающего среднюю за рабочий цикл подачу. Во время цикла всасывания воздух расширяется, и процесс вытеснения жидкости в напорный трубопровод продолжается.

Плунжерные насосы отличаются от поршневых конструкцией рабочего органа. Вместо поршня они имеют плунжер, представляющий собой полый цилиндр, движущийся в уплотняющем сальнике не касаясь внутренних стенок рабочей камеры. По гидравлическим параметрам поршневые и плунжерные насосы одинаковы. В эксплуатации плунжерные насосы несколько проще, так как у них меньше изнашиваемых деталей (отсутствуют поршневые кольца, манжеты и пр.).

Диафрагменные насосы имеют вместо поршня гибкую диафрагму (мембрану) из кожи, прорезиненной ткани или из синтетического материала.

Подача серийно выпускаемых поршневых насосов меняется от 1 до 150 м^3/ч при напорах до 2000 м.

Шестеренный насос схематически изображен на рис. 1.13. Рабочим органом насоса являются две шестерни: ведущая и ведомая, размещенные в корпусе с небольшими радиальными и торцовыми зазорами. При вращении колес в направлении, указанном стрелками, жидкость поступает из полости всасывания во впадины между зубьями и перемещается в напорную полость.

Подача шестеренного насоса, состоящего из двух колес одинакового размера, определяется выражением

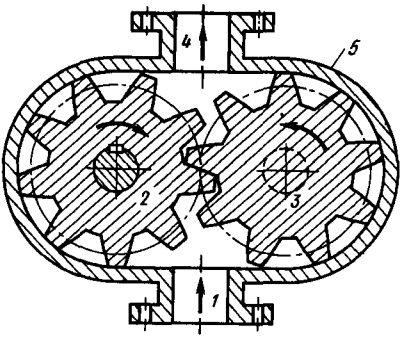


Рис. 1.13. Шестеренный насос

1—полость всасывания; *2*—ведущая шестерня, *3*—ведомая шестерня; *4*—напорная полость, *5*—корпус

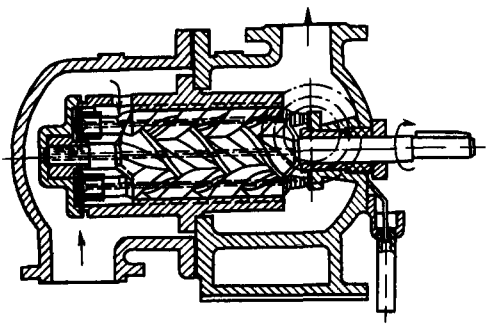


Рис 1 14. Винтовой насос

$$Q = 2fl z n \eta_{об}, \qquad (1\ 17)$$

где f — площадь поперечного сечения впадины между зубьями, l — длина зуба шестерни, z — число зубьев

Объемный КПД шестеренного насоса учитывает частичный перенос жидкости обратно в полость всасывания, а также протечки жидкости через зазоры. В среднем он составляет 0,7—0,9.

Шестеренные насосы обладают реверсивностью, т. е. при изменении направления вращения шестерен они изменяют направление потока в трубопроводах, присоединенных к насосу.

Винтовые насосы (рис. 1.14) имеют винты специального профиля, линия зацепления между которыми обеспечивает полную герметизацию области нагнетания от области всасывания. При вращении винтов эта линия перемещается вдоль оси. Длина винтов для обеспечения гер-

При известном давлении насоса напор насоса согласно формуле (2.3) определяется зависимостью

$$H=P/(\rho g).$$

§ 7. Мощность насоса и его коэффициент полезного действия

Если насос подает в 1 с из нижнего бассейна в верхний объем жидкости массой m, то совершаемая им полезная работа равна mgH, Дж.

При подаче Q, м^3/с, $m=\rho Q$, а полезная мощность насоса (работа в 1 с) будет:

$$N_{\text{п}}=\rho g Q H \qquad (2.8)$$

Используя уравнение (2.7), формулу для определения полезной мощности насоса можно представить в виде:

$$N_{\text{п}}=QP \qquad (2.9)$$

Вследствие неизбежных потерь энергии в самом насосе потребляемая им мощность должна быть больше полезной мощности. Эти потери учитываются коэффициентом полезного действия η, представляющим собой отношение полезной мощности $N_{\text{п}}$ к мощности насоса N:

$$\eta=N_{\text{п}}/N.$$

Соответственно мощность насоса $N=N_{\text{п}}/\eta$. Подставляя значение $N_{\text{п}}$ из формулы (2.8), получаем:

$$N=\rho g Q H/\eta=QP/\eta \qquad (2.10)$$

КПД насоса учитывает все потери, связанные с передачей насосом энергии перекачиваемой жидкости. Эти потери можно представить в виде суммы трех основных видов потерь: гидравлических, объемных и механических.

Гидравлические потери в насосе на всем участке движения перекачиваемой жидкости от входа в насос до выхода из него складываются из потерь на трение жидкости о направляющие ее поверхности вихревых потерь. Первые потери зависят от шероховатости стенок и размеров проточной части. Эти потери пропорциональны квадрату средней скорости течения. Возникновение вихревых потерь зависит от многих факторов. Особенно большие вихревые потери возникают при резком повороте потока и внезапном расширении сечения. Значительные вихревые потери возникают также при отрыве потока от входных кромок лопастей колеса на режимах работы насоса, отличающихся от расчетного.

Гидравлические потери $h_{\text{г}}$ оцениваются гидравлическим КПД

$$\eta_{\text{г}}=H/(H+h_{\text{г}}). \qquad (2.11)$$

Объемные потери обусловлены внутренним перетеканием жидкости через зазоры между вращающимся рабочим колесом и неподвижными деталями корпуса насоса из области высокого давления в область низкого давления. Например, в центробежном насосе (см. рис. 1.3) часть жидкости из спирального отвода в обход рабочего колеса может перетечь обратно во всасывающий патрубок; в этом случае она не поступит в напорный трубопровод, хотя на нее и была уже затрачена энергия. То же самое происходит и при протекании жидкости через кольцевую щель между внутренней поверхностью камеры и торцами лопастей рабочего колеса у осевых насосов (см. рис. 1.4).

Если насос подает в напорный трубопровод жидкость с расходом Q, а через зазоры перетекает жидкость с расходом ΔQ, то фактическая подача рабочего колеса составляет $Q+\Delta Q$. Объемный КПД насоса характеризуется отношением

$$\eta_{\text{об}}=Q/(Q+\Delta Q) \qquad (2.12)$$

Механические потери вызываются трением, связанным с вращением вала и рабочего колеса насоса. К ним относятся потери в подшипниках и сальниках и так называемые дисковые потери, возникающие в результате трения вращающихся частей о жидкость.

Механический КПД

$$\eta_{\text{мех}}=(N-N_{\text{мех}})/N, \qquad (2.13)$$

где $N_{мех}$ — механические потери мощности, $N-N_{мех}$ — гидравлическая мощность, т е мощность, передаваемая рабочим колесом насоса потоку жидкости

Зная состав всех потерь, можно определить мощность насоса и найти выражение для его КПД. На основании анализа потерь энергии в насосе получим:

$$N=N_{мех}=\rho g(Q+\Delta Q)(H+h_г)$$

С учетом формулы (2.10) имеем:

$$\eta=\frac{H}{(H+h_г)}\frac{Q}{Q+\Delta Q}\frac{N-N_{мех}}{N} \qquad (2\,14)$$

или окончательно

$$\eta=\eta_г\eta_{об}\eta_{мех}, \qquad (2\,15)$$

т. е. КПД насоса представляет собой произведение объемного гидравлического и механического коэффициентов полезного действия. КПД насоса определяет степень совершенства его конструкции как в гидравлическом, так и в механическом отношении. У современных насосов $\eta_г=0{,}9\div0{,}95$; $\eta_{об}=0{,}95\div0{,}98$ и $\eta_{мех}=0{,}9\div0{,}97$. Значение η для каждого насоса меняется в зависимости от режима работы. Максимальные значения КПД серийно выпускаемых крупных насосов достигают 0,9—0,92, малых —0,6—0,75.

Пример 2.1. Требуется определить мощность насоса, перекачнвающего воду, исходя из следующих даниых. подача насоса $Q=3$ м^3/с, статический напор $H_{ст}=45$ м, гидравлические потери во всасывающем трубопроводе насоса при рассматриваемой подаче $h_{w\,0-1}=1{,}2$ м, гидравлические потери в напорном трубопроводе $h_{w\,2-3}=5{,}8$ м.

Решение Напор насоса по формуле (2 6)·

$$H=45+1{,}2+5{,}8=52 \text{ м}$$

Полезная мощность насоса по формуле (2.8) при $\rho=1000$ кг/м^3 и $g=9{,}81$ м/с^2 будет

$$N_п=1000\cdot9{,}81\cdot3\cdot52=1\,528\,360 \text{ Вт}\approx \approx 1530 \text{ кВт}.$$

Мощность насоса с учетом его КПД $\eta=0{,}82$ получаем по формуле (2.10)

$$N=1530/0{,}82=1865 \text{ кВт}.$$

§ 8. Кинематика движения жидкости в рабочих органах насосов

Преобразование подводимой к насосу механической энергии в энергию движущейся жидкости в лопастных насосах производится за счет непосредственного силового воздействия лопастей рабочего колеса на жидкость, заполняющую его каналы. Рабочее колесо является, таким образом, основным элементом насоса, а кинематические показатели (значения и направления скоростей, траектории движения и т. п.) движущейся через колесо жидкости оказывают решающее влияние на энергетические параметры насоса (напор, подача, КПД).

Согласно общим положениям механики жидкости, абсолютная скорость v в области лопастного колеса может быть получена как геометрическая сумма относительной w и переносной u скоростей.

В векторной форме

$$\bar{v}=\bar{w}+\bar{u}. \qquad (2\,16)$$

Определение значений и направлений относительной и переносной скоростей производится на основе упрощенных теоретических схем течения, наиболее близко приближающихся к действительному характеру движения жидкости в межлопастных каналах рабочего колеса насоса рассматриваемого типа.

В основу представления об установившемся движении потока через рабочее колесо центробежного насоса положена гипотеза о струйном течении жидкости. Согласно этой гипотезе траектория каждой частицы жидкости в пределах межлопастного канала колеса по форме совпадает с кривой очертания лопасти. Строго говоря, такое движение может наблюдаться лишь при бесконечно большом числе бесконечно тонких лопастей. Тем не менее при расчете проточной части центробежных колес с часто расположенными лопастями, образующими каналы большой длины (по сравнению с размерами поперечного сечения),

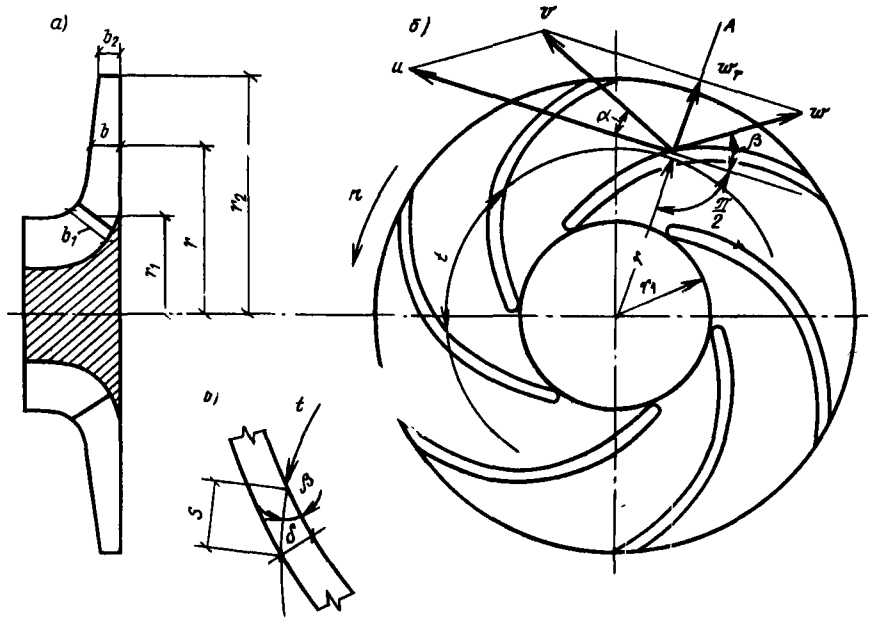


Рис 2 2. Параллелограмм скоростей потока в рабочем колесе центробежного насоса

такое допущение в первом приближении является вполне обоснованным.

Предположим, что заданы геометрические размеры рабочего колеса центробежного насоса (рис. 2.2,*а*), его объемная подача Q и частота вращения n. Пользуясь гипотезой о струйном течении, определим значение и направление относительной скорости на плоском сечении канала, перпендикулярном оси насоса в некоторой точке потока, отстоящей от оси вращения на расстоянии r (рис. 2.2, *б*). Относительная скорость в этом случае направлена по касательной к поверхности лопасти. Для определения ее значения воспользуемся уравнением неразрывности, составив его для цилиндрического сечения потока, проходящего через рассматриваемую точку. Площадь этого сечения, за вычетом части, занятой толщиной лопастей, обозначим через f_r. Радиальная составляющая скорости потока

$$w_r = Q/f_r \qquad (2\,17)$$

Учитывая коэффициентом ψ стеснение сечения телом лопастей шириной b, получим:

$$f_r = 2\pi r b \psi, \qquad (2.18)$$

$$w_r = Q/(2\pi r b \psi). \qquad (2\,19)$$

Переносная скорость в рассматриваемой точке потока

$$u = 2\pi r n/60 \qquad (2\,20)$$

и направлена по касательной к окружности радиусом r в сторону вращения.

Радиальная составляющая относительной скорости w_r лежит в рассматриваемой плоскости и перепендикулярна вектору переносной скорости u. Касательная к поверхности лопасти, по которой направлена относительная скорость w образует угол β с направлением, обратным переносной скорости[1]. Проводя из конца вектора w_r прямую, параллельную направлению скорости u, до пересечения с этой касательной, получим, согласно плану скоростей, в точке пересечения конец вектора относительной скорости w.

[1] Угол β отсчитывается указанным образом, чтобы при обычном в насосостроении направлении лопастей избегнуть значений, превосходящих 90°

Значение относительной скорости

$$w = w_r/\sin\beta = Q/(2\pi rb\psi \cdot \sin\beta) \qquad (2.21)$$

Суммируя по правилу параллелограмма w и u, получаем абсолютную скорость v. Поскольку радиальная составляющая w_r относительной скорости равна радиальной составляющей v_r абсолютной скорости, то значение скорости v может быть определено из соотношения

$$v = v_r/\sin\alpha = Q/(2\pi rb \cdot \sin\alpha), \qquad (2.22)$$

где α — угол между направлениями абсолютной и переносной скоростей.

Таким образом, гипотеза о струйном течении, основанная на предположении о бесконечном числе лопастей, позволяет построить параллелограмм скоростей в любой точке потока внутри рабочего колеса насоса.

Коэффициент стеснения ψ равен отношению действительной площади сечения потока к площади сечения, свободного от лопастей:

$$\psi = (2\pi rb - zbs)/(2\pi rb),$$

где z — число лопастей; s — толщина лопастей в рассматриваемом цилиндрическом сечении

Обозначая через $t = 2\pi r/z$ шаг — расстояние по окружности между одноименными точками смежных лопастей, получим, что коэффициент стеснения

$$\psi = (t - s)/t \qquad (2.23)$$

Толщина лопасти s может быть выражена (рис. 2.2, *в*) через нормальную толщину δ и угол β:

$$s = \delta/\sin\beta$$

Параллелограмм скоростей потока при входе в рабочее колесо получим аналогичным образом, направив относительную скорость w_1 по касательной к лопасти при входе, которая составляет угол β_1 с касательной к окружности входа D_1, т. е. с направлением, обратным переносной скорости u_1.

Переносная скорость потока при входе в колесо

$$u_1 = \pi D_1 n/60. \qquad (2.24)$$

Значение w_1 получим по радиальной составляющей:

$$w_{1r} = v_{1r} = Q/(\pi D_1 b_1 \psi_1).$$

Коэффициент ψ_1 стеснения потока на входе в рабочее колесо может быть принят равным от 0,75 для малых насосов до 0,83 для больших. Абсолютную скорость v_1 при входе потока в межлопастные каналы рабочего колеса находим по правилу параллелограмма как геометрическую сумму w_1 и v_1.

План скоростей для выходного сечения рабочего колеса строится так же, как и для произвольной внутренней точки. Значение переносной скорости определяется из уравнения

$$u_2 = \pi D_2 n/60. \qquad (2.25)$$

Радиальная составляющая относительной скорости

$$w_{2r} = v_{2r} = Q/(\pi D_2 b_2 \psi_2) \qquad (2.26)$$

Коэффициент ψ_2 стеснения потока на выходе из рабочего колеса колеблется от 0,9 у малых насосов до 0,95 у больших. Относительная скорость w_2 направлена касательно к поверхности выходной кромки лопасти под углом β_2 к направлению, обратному переносной скорости u_2. Из плана скоростей имеем:

$$w_2 = w_{2r}/\sin\beta_2 = Q/(\pi D_2 b_2 \psi_2 \cdot \sin\beta_2). \qquad (2.27)$$

Суммируя переносную u_2 и относительную w_2 скорости, получим абсолютную скорость v_2. Проектируя абсолютную скорость на направление переносной, получим окружную составляющую абсолютной скорости:

$$v_{2u} = v_2 \cdot \cos\alpha_2 \qquad (2.28)$$

Таким образом, зная размеры рабочего колеса и форму лопастей, для данных значений расхода и частоты вращения насоса можно определить треугольники скоростей для входного, выходного и любого промежуточного сечений рабочего колеса, найти векторы абсолютной скорости и получить по ним траектории абсолютного движения жидкости.

Характер движения перекачиваемой жидкости до рабочего колеса насоса определяется конструкцией

подводящего (всасывающего) водовода. Для обеспечения бо́льшей устойчивости потока в подводящем канале скорости течения назначаются постепенно нарастающими от входного патрубка к входу в колесо. Диаметр входного патрубка определяется по сечению трубопровода, который, в свою очередь, рассчитывается исходя из допустимых потерь напора. Выравнивание поля скоростей по сечению потока непосредственно перед входом в рабочее колесо достигается с помощью конфузора, повышающего скорости на 15—20%.

Простейшей конструктивной формой является прямоосный конический патрубок (см. рис. 1.3). Однако такое решение возможно лишь при консольном расположении рабочего колеса насоса.

У многоступенчатых насосов и насосов двустороннего входа вал проходит через рабочее колесо и жидкость должна подводиться к колесу сбоку. В этом случае основная трудность состоит в том, чтобы жидкость обтекала втулку вала, не образуя за ней вихревую зону. Для этого подводящему водоводу придается спиральная форма, при которой средняя осевая линия водовода проходит касательно к окружности входа в колесо.

В многоступенчатых центробежных насосах секционного типа жидкость к колесу подводится по переводным каналам, скорость течения в которых принимается постоянной и равной 0,8—0,85 скорости входа в колесо.

Отводящие каналы центробежных насосов должны обеспечивать, во-первых, осесимметричность потока жидкости при выходе из рабочего колеса, что создает благоприятные условия для установившегося относительного движения в межлопастных каналах колеса, и, во-вторых, преобразование кинетической энергии потока, выходящего из колеса, в энергию давления.

Наиболее характерной конструкцией отводящего канала одноступенчатых центробежных насосов является спиральный отвод, состоящий из спирального канала и диффузора. Спиральный канал собирает перекачиваемую жидкость, выходящую из рабочего колеса, и подводит ее к диффузору. При этом обеспечивается осевая симметрия потока за рабочим колесом насоса. В диффузоре происходит снижение скорости потока и преобразование кинетической энергии жидкости в потенциальную энергию давления.

Поперечное сечение спирального отвода может иметь различную форму. Обычно оно бывает круглым, или очерченным по дуге круга и двум прямым, касательным к дуге и образующим в пересечении угол 35—45°, или в виде сектора с закругленными углами.

В многоступенчатых центробежных насосах высокого давления применяются лопастные отводы, отличительной чертой которых является наличие нескольких каналов по окружности колеса.

При изучении характера движения перекачиваемой жидкости в пределах рабочего колеса осевого насоса допускается, что движение происходит по цилиндрическим поверхностям тока и радиальные составляющие абсолютных скоростей, таким образом, отсутствуют.

Вырежем в области рабочего колеса элементарный цилиндрический слой толщиной Δr двумя бесконечно близкими соосными цилиндрическими поверхностями, образующие которых параллельны оси насоса (рис. 2.3, *а*), и развернем его на плоскости. Сечение этого слоя лопастями рабочего колеса даст на него ряд профилей. Продолжим этот ряд в обе стороны до бесконечности. Тогда обтекание каждого профиля этого прямого ряда будет одинаковым, что соответствует его работе в цилиндрическом слое. Такой бесконечный ряд (рис. 2.3, *б*) с одинаковыми расстояниями между двумя соседними профилями носит название прямой плоской бесконечной решетки профилей.

Основными характеристиками решетки являются: форма профиля,

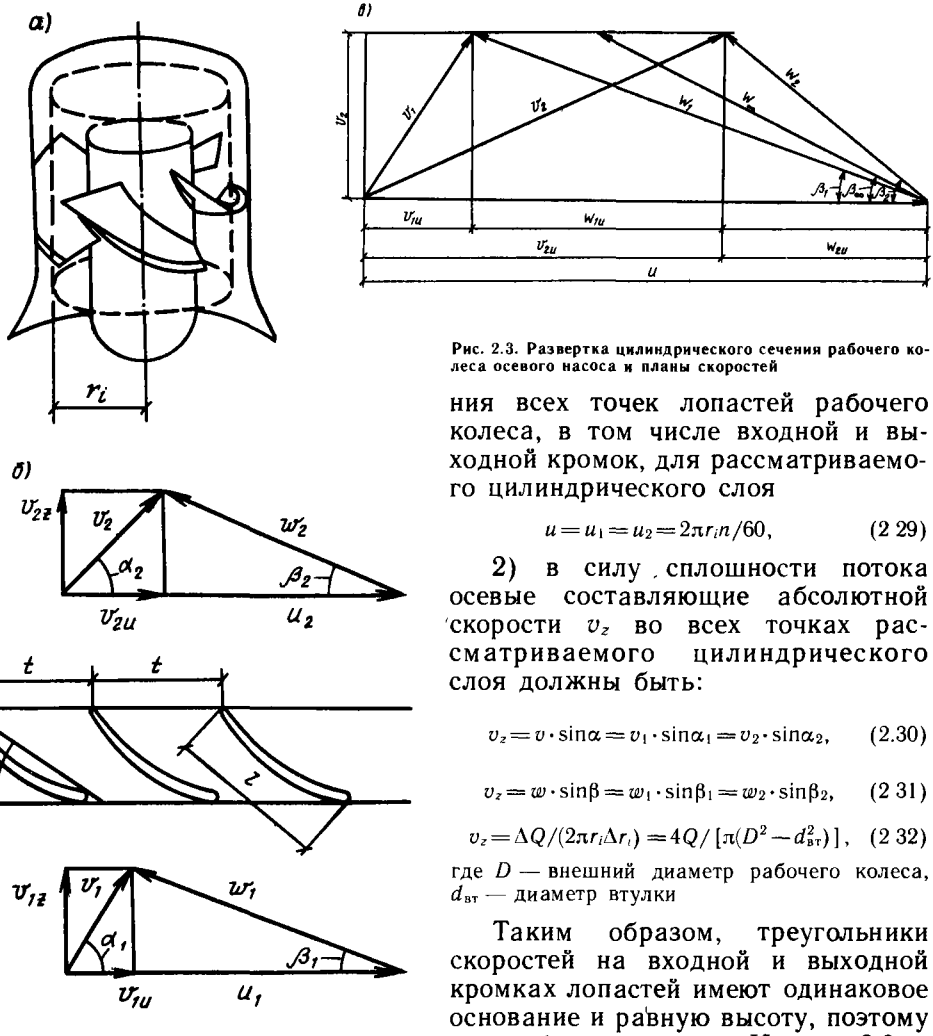


Рис. 2.3. Развертка цилиндрического сечения рабочего колеса осевого насоса и планы скоростей

угол установки профиля β_l (угол между хордой профиля l и осью решетки), шаг $t=2\pi r_i/z$ (где r_i — радиус цилиндрического сечения; z — число лопастей в колесе) и густота решетки l/t (отношение хорды профиля к шагу решетки).

Вращение рабочего колеса насоса имитируется движением плоской решетки профилей вдоль своей продольной оси со скоростью переносного движения $u=\omega r_i$. В любой точке потока в пределах решетки профилей может быть построен план скоростей (см. рис. 2.3, *б*). При построении треугольников скоростей осевых насосов следует учитывать две особенности:

1) скорости переносного движения всех точек лопастей рабочего колеса, в том числе входной и выходной кромок, для рассматриваемого цилиндрического слоя

$$u=u_1=u_2=2\pi r_i n/60, \qquad (2\,29)$$

2) в силу сплошности потока осевые составляющие абсолютной скорости v_z во всех точках рассматриваемого цилиндрического слоя должны быть:

$$v_z=v\cdot\sin\alpha=v_1\cdot\sin\alpha_1=v_2\cdot\sin\alpha_2, \qquad (2.30)$$

$$v_z=w\cdot\sin\beta=w_1\cdot\sin\beta_1=w_2\cdot\sin\beta_2, \qquad (2\,31)$$

$$v_z=\Delta Q/(2\pi r_i\Delta r_i)=4Q/[\pi(D^2-d_{вт}^2)], \qquad (2\,32)$$

где D — внешний диаметр рабочего колеса, $d_{вт}$ — диаметр втулки

Таким образом, треугольники скоростей на входной и выходной кромках лопастей имеют одинаковое основание и равную высоту, поэтому их удобно совместить. На рис. 2.3, *в* показан такой совмещенный план скоростей для лопастей решетки профилей осевого насоса.

В основу расчета рабочих колес осевых насосов положено предположение о потенциальном (безвихревом) движении жидкости в межлопастных каналах. Принципиальное отличие работы решетки профилей от единичного профиля заключается в том, что направления скорости жидкости до и после решетки различны, т. е. решетка профилей меняет направление скорости на бесконечности, а единичный профиль этого направления не меняет. Так как $v_{1z}=v_{2z}=v_z$, то возмущающее действие решетки ска-

жется только на окружной составляющей скорости. Относительная скорость w_∞, равная среднему значению относительных скоростей на входе в решетку w_1 и на выходе из нее w_2, носит название скорости на бесконечности и играет в теории решеток ту же роль, что и скорость на бесконечности при обтекании единичного профиля. Значение ее и направление определяются из плана скоростей (см. рис. 2.3, *в*):

$$w_\infty = \frac{w_1 + w_2}{2} = \sqrt{v_z^2 + \left(\frac{w_{1u} + w_{2u}}{2}\right)^2}, \qquad (2.33)$$

$$\operatorname{tg}\beta_\infty = v_z / w_{u\infty} = 2v_z/(w_{1u} + w_{2u})$$

Угол

$$\beta_{ат} = \beta_\infty - \beta_l \qquad (2.35)$$

между хордой профиля лопасти и направлением скорости w_∞ называется углом атаки. Величина этого угла, определяя характер обтекания профиля лопасти потоком жидкости, оказывает существенное влияние на режим работы насоса.

§ 9. Основное уравнение насоса. Теоретический напор

Кинематические параметры движения жидкости через рабочие органы лопастного насоса оказывают решающее влияние на его энергетические показатели. Напор насоса и коэффициент его полезного действия тесно связаны со значением и направлением скоростей потока жидкости в межлопастных каналах колеса. Для установления этой связи воспользуемся теоремой об изменении моментов количества движения, которая может быть сформулирована следующим образом: *производная по времени от главного момента количества движения системы материальных точек относительно некоторой оси равна сумме моментов всех внешних сил, действующих на эту систему.* Математически теорема записывается следующим образом:

$$\frac{d[(mv)r]}{dt} = \Sigma M, \qquad (2.36)$$

где m — масса рассматриваемой системы материальных точек, v — абсолютная скорость их движения, r — расстояние до оси.

Удобство теоремы об изменении моментов количества движения в приложении к сплошной среде заключается в том, что с ее помощью динамическое взаимодействие между жидкостью и обтекаемыми поверхностями можно определить по характеру течения в контрольных сечениях без учета структуры потока внутри выделенного объема.

Применяя теорему к установившемуся движению жидкости через рабочее колесо центробежного насоса между сечениями от входа в колесо до выхода из него, допустим, что при струйном характере течения приращение энергии на этом участке происходит без гидравлических потерь. Кроме этого, дифференцирование в уравнении (2.36) заменим рассмотрением изменения момента количества движения массы жидкости за 1 с.

При подаче насоса Q масса жидкости, участвующей в движении, составит:

$$m = \rho Q$$

Если абсолютная скорость течения жидкости при входе в рабочее колесо насоса v_1, то момент количества движения в этом сечении относительно оси насоса (рис. 2.4)

$$M_{к\,д1} = \rho Q v_1 r_{вх}$$

Момент количества движения на выходе из колеса

$$M_{к\,д2} = \rho Q v_2 r_{вых}$$

С учетом сделанных допущений уравнение (2.36) может быть переписано в виде

$$\Sigma M = M_{к\,д2} - M_{к\,д1} = \rho Q(v_2 r_{вых} - v_1 r_{вх}) \qquad (2.37)$$

Из треугольников скоростей (см. рис. 2.4) следует:

$$r_{вх} = \frac{D_1}{2}\cos\alpha_1 \text{ и } r_{вых} = \frac{D_2}{2}\cos\alpha_2.$$

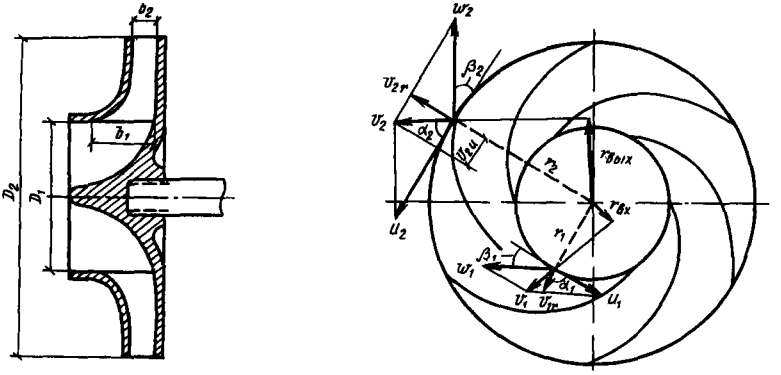


Рис 2.4. Параллелограммы скоростей потока на входе в рабочее колесо центробежного насоса и на выходе из него (к выводу основного уравнения)

Подставляя найденные значения $r_{вх}$ и $r_{вых}$ в уравнение (2.37), имеем:

$$\Sigma M = \rho Q \left(v_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - \right.$$

$$\left. - v_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right) \qquad (2\,38)$$

Все внешние силы, действующие на массу жидкости, заполняющей межлопастные каналы рабочего колеса, можно разделить на три группы:

1) силы тяжести; как бы ни было расположено рабочее колесо насоса, их момент относительно оси вращения всегда равен нулю, так как рассматриваемый объем представляет собой тело вращения и его центр тяжести находится на оси колеса, т. е. плечо этих сил равно нулю;

2) давление на поверхностях контрольных сечений; создаваемые этим давлением силы проходят через ось вращения, и, следовательно, их момент также равен нулю;

3) силы на обтекаемых поверхностях рабочего колеса; главным образом, это воздействие на протекающую жидкость сил давления со стороны лопастей рабочего колеса; участвуют здесь и силы трения жидкости на обтекаемых поверхностях, однако они сравнительно невелики и в соответствии со сделанным нами допущением их моментом можно пренебречь.

Таким образом, момент всех внешних сил относительно оси вращения сводится к моменту динамического воздействия рабочего колеса $M_{р к}$ на протекающую через него жидкость, т. е.

$$\Sigma M = M_{р к} \qquad (2\,39)$$

В то же время известно, что мощность, передаваемая жидкости рабочим колесом насоса, равна произведению $M_{р к}\omega$. С другой стороны, та же мощность определяется подачей Q и напором $H_т$. Следовательно, всегда должно соблюдаться равенство

$$M_{р к}\omega = \rho g Q H_т, \qquad (2\,40)$$

где $H_т$ — напор, создаваемый рабочим колесом насоса

Поскольку зависимость (2.40) написана без учета каких-либо потерь энергии, то напор $H_т$ называют также *теоретическим*.

Преобразуя уравнение (2.38) с учетом выражений (2.39) и (2.40), получаем:

$$\omega \rho Q \left(v_2 \frac{D_2}{2} \cos \alpha_2 - \right.$$

$$\left. - v_1 \frac{D_1}{2} \cos \alpha_1 \right) = \rho g Q H_т$$

Так как $\omega D_1/2 = u_1$ и $\omega D_2/2 = u_2$ [см. формулу (2.20)], разделив обе части уравнения на ρQ, окончательно получим:

$$H_т = (u_2 v_2 \cdot \cos\alpha_2 - u_1 v_1 \cdot \cos\alpha_1)/g. \qquad (2\,41)$$

Зависимость (2.41) была впервые выведена в середине XVIII в. выдающимся математиком и механиком, членом Петербургской Академии наук Леонардом Эйлером (1707—1783). Она называется уравнением Эйлера или основным уравнением лопастного насоса.

Анализ основного уравнения позволяет установить, что напор центробежного насоса тем больше, чем больше переносная скорость u_2 на выходе из рабочего колеса. Это, в свою очередь, указывает на две принципиально различные возможности повышения напора: путем увеличения выходного диаметра рабочего колеса D_2 или за счет увеличения частоты вращения n. Повышение напора может быть также достигнуто уменьшением угла α_2. Теоретически произведение $u_2 \times \times v_2 \cos\alpha_2$ имеет максимум при $\alpha_2 = 0$, однако практически [см. уравнение (2.22)] это означает прекращение подачи, поэтому при конструировании рабочих колес центробежных насосов обычно принимают $\alpha_2 = 8 \div 12°$.

При неизменных параметрах потока на выходе из рабочего колеса напор насоса, согласно основному уравнению, достигает максимума при условии

$$u_1 v_1 \cdot \cos\alpha_1 = 0, \qquad (2.42)$$

что практически означает $\cos\alpha_1 = 0$ или $\alpha_1 = 90°$.

Из параллелограмма скоростей (см. рис. 2.4) видно, что вектор абсолютной скорости жидкости v_1 в этом случае должен быть направлен по радиусу, поэтому условие (2.42) обычно называют условием радиального входа.

Поскольку при $\alpha_1 = 90°$ проекция абсолютной скорости на направление переносной скорости равна нулю ($v_{1u} = 0$), то условие радиального входа также означает, что жидкость подводится к рабочему колесу без предварительного закручивания. Уравнение Эйлера при этом принимает вид:

$$H_т = u_2 v_2 \cdot \cos\alpha_2 / g \qquad (2.43)$$

Применительно к осевым насосам, имея в виду, что на любом радиусе переносные скорости на входе и выходе одинаковы ($u_1 = u_2 = u$), можно написать:

$$H_т = u(v_2 \cdot \cos\alpha_2 - v_1 \cdot \cos\alpha_1)/g = u(v_{2u} - v_{1u})/g \qquad (2.44)$$

Уравнение (2.44) показывает, что теоретический напор осевого насоса пропорционален произведению переносной скорости и разности составляющих абсолютной скорости потока в направлении переносного движения.

При отсутствии предварительного закручивания жидкость поступает в межлопастные каналы колеса в осевом направлении, следовательно, $v_1 \cdot \cos\alpha_1 = v_{1u} = 0$. В этом случае основное уравнение осевого насоса имеет вид:

$$H_т = u v_{2u} / g. \qquad (2.45)$$

Часто основное уравнение лопастного насоса представляют и в другой форме. Умножим и разделим первую часть выражения (2.38) на 2π. Тогда с учетом формулы (2.39) имеем:

$$M_{рк} = \frac{\rho Q}{2\pi}\left(2\pi v_2 \frac{D_2}{2}\cos\alpha_2 - 2\pi v_1 \frac{D_1}{2}\cos\alpha_1\right)$$

Как известно из гидравлики, величина $2\pi v \frac{D}{2}\cos\alpha$ определяет циркуляцию скорости Γ на окружности диаметром D. В результате приходим к выражениям:

$$M_{рк} = \frac{\rho Q}{2\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1), \qquad (2.46)$$

$$H_т = \frac{\omega}{2g\pi}(\Gamma_2 - \Gamma_1) \qquad (2.47)$$

Наибольший напор создается рабочим колесом в том случае, когда имеется наибольшая разность $\Gamma_2 - \Gamma_1$, т. е. воздействие рабочего колеса на поток создает наибольшее изменение циркуляции жидкости.

Все формы уравнения Эйлера являются фундаментальной основой теории лопастных насосов и имеют огромное практическое значение, так как позволяют установить связь между энергетическими показателями машины и условиями движения жидкости через рабочее колесо.

§ 10. Влияние действительного характера движения жидкости в рабочем колесе насоса на значение теоретического напора

В предыдущих параграфах были рассмотрены идеализированные схемы движения жидкости в межлопастных каналах рабочих колес центробежных и осевых насосов, позволившие получить ряд важных зависимостей и, в частности, определить теоретический напор в функции от кинематических параметров потока. Однако на практике напор, развиваемый насосом, значительно меньше теоретического, что объясняется главным образом отличием действительной формы движения реальной жидкости от плоской картины потенциального течения.

Предположение о бесконечно большом числе бесконечно тонких лопастей в применении к рабочему колесу центробежного насоса означает, что поток в межлопастных каналах является осесимметричным (рис. 2.5, *а*) и относительная скорость, которая определяется уравнением неразрывности для каждой точки рассматриваемого цилиндрического сечения, оказывается направленной по касательной к поверхности лопасти.

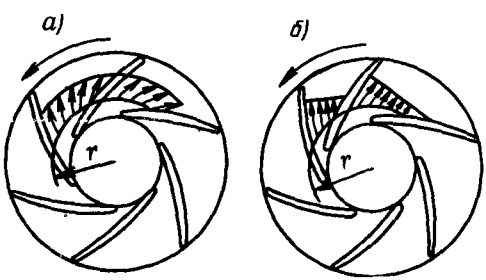


Рис. 2.5. Движение жидкости в рабочем колесе центробежного насоса

Действительное распределение относительных скоростей в каналах рабочего колеса конечных размеров не может быть осесимметричным из-за наличия силового взаимодействия между лопастью и потоком. Для передачи энергии жидкости необходимо, чтобы давление на рабочих (выпуклых) поверхностях лопастей было больше, чем на тыльных, а это возможно лишь в том случае, если относительные скорости с рабочей стороны лопастей меньше, чем с тыльной (рис. 2.5, *б*). Таким образом, при конечном числе лопастей рабочего колеса не все частицы жидкости получают одинаковое приращение энергии. Вызванное этим обстоятельством понижение напора учитывается введением поправочного коэффициента k к значению абсолютной скорости на выходе из колеса. Для предварительного определения коэффициента k в литературе приводится ряд полуэмпирических формул. Однако уточненные его значения могут быть получены лишь экспериментальным путем. Обычно при числе лопастей рабочего колеса $z=6\div12$ величина k изменяется от 0,75 до 0,9.

Аналогичная неравномерность распределения скоростей и давлений существует и в межлопастных каналах рабочих колес осевых насосов. Степень этой неравномерности и вызываемое ею снижение напора зависят от густоты решетки профилей и учитываются таким же поправочным коэффициентом.

Другой причиной уменьшения напора по сравнению с его значением, подсчитанным по уравнению Эйлера, являются гидравлические потери, неизбежно сопутствующие течению реальной жидкости через рабочее колесо насоса. Помимо обычных потерь на трение по длине и на преодоление местных сопротивлений (вход в колесо, поворот, выход из колеса и т. д.) движение реальной жидкости в межлопастных каналах и обтекание ею лопастей связано с образованием погранич-

ного слоя, утолщение которого в зоне местных диффузорных явлений может существенно изменить кинематику действительного потока по сравнению с обтеканием тех же профилей идеальной жидкости. Сложный закон изменения относительной скорости по поверхности лопасти приводит к образованию участков, где относительная скорость уменьшается и кинетическая энергия потока переходит в энергию давления. Эти участки контура лопасти чрезвычайно опасны, поскольку существует возможность отрыва потока. Частицы жидкости в пограничном слое, обладая меньшей кинетической энергией, не способны проникнуть внутрь области, в которой давление возрастает вследствие динамики основного потока, и затормаживаются, что приводит к отрыву потока от поверхности лопасти. В этом случае потери энергии резко возрастают.

Местный отрыв потока жидкости может наблюдаться и на входе в рабочее колесо, что также приводит к увеличению потерь энергии. Сведение этих потерь к минимуму достигается обеспечением примерного совпадения направления вектора абсолютной скорости на входе с касательной к лопасти рабочего колеса на входной кромке. Это условие называют условием безударного входа.

Уменьшение теоретического напора вследствие гидравлических потерь оценивается, как уже говорилось ранее (см. § 7), введением гидравлического КПД $\eta_г$, который в каждом конкретном случае может быть определен лишь экспериментальным путем.

С учетом особенностей действительного характера течения реальной жидкости в рабочем колесе насоса основное уравнение принимает вид:

$$H = k\eta_г(u_2v_2\cdot\cos\alpha_2 - u_1v_1\cdot\cos\alpha_1)/g, \quad (2.48)$$

где H — напор насоса при конечном числе лопастей.

В заключение необходимо отметить, что, несмотря на значительное отличие действительной формы движения реальной жидкости в межлопастных каналах рабочих колес лопастных насосов от идеализированных схем, исключительная простота расчетов с последующей поправкой на конечное число лопастей делает их в настоящее время наиболее распространенными применительно к густым решеткам.

§ 11. Подобие насосов. Формулы пересчета и коэффициент быстроходности

Подобие насосов. Сложный характер движения перекачиваемой жидкости в рабочих органах лопастных насосов приводит к тому, что задача создания современных высокопроизводительных машин, отвечающих сложному комплексу требований (см. § 1), решается, наряду с расчетно-теоретической разработкой конструкций их проточной части, путем проведения испытаний в лабораторных и натурных условиях. При проектировании новых насосов используются также опытные данные, получаемые в процессе эксплуатации аналогичных насосов на действующих станциях.

Предварительное определение расчетных параметров проектируемой машины, исследования рабочих режимов на моделях и распространение полученных результатов на натурные насосы возможно на основе теории о механическом подобии движения реальной жидкости. Главное положение этой теории заключается в необходимости выполнения условий геометрического, кинематического и динамического подобия.

Геометрическое подобие в гидромеханике означает подобие всех поверхностей, ограничивающих и направляющих поток. При моделировании гидравлических машин два насоса могут быть названы подобными, если все линейные размеры одного из них (модель) в одинаковое число раз меньше или больше соответствующих размеров другого (натура). Математически геометрическое подобие сравнива-

емых насосов определяется постоянством линейного коэффициента подобия:

$$M_l = D_н/D_м = b_н/b_м = \ldots = \text{const}, \qquad (2.49)$$

где $D_м$, $b_м$ и $D_н$, $b_н$ — соответственно диаметр и высота рабочих колес модельного и натурного насосов.

Геометрическое подобие означает также постоянство отношений любых других размеров у модели и натуры:

$$b_м/D_м = b_н/D_н = \ldots = \text{const}.$$

Очевидно, что в осевых насосах геометрическое подобие подразумевает равенство углов установки лопастей рабочего колеса: $\varphi_м = \varphi_н$.

Строго говоря, геометрическое подобие означает также подобие шероховатостей обтекаемых потоком поверхностей и зазоров между движущимися и неподвижными деталями насосов. Следовательно, для полного его соблюдения необходимо, чтобы относительные шероховатости Δ/D и относительные зазоры δ/D, где Δ и δ — соответственно эквивалентная абсолютная шероховатость и зазор, были одинаковыми. Но выполнение этого требования в практике моделирования гидравлических машин возможно далеко не всегда. Действительно, при значениях $M_l = 20 \div 30$ какие-либо выступы или неровности размером 1—2 мм точно воспроизвести на модели не удается.

Кинематическое подобие в общем виде означает, что безразмерные поля скоростей в рассматриваемых потоках должны быть одинаковы, т. е. отношения скоростей всех соответствующих частиц жидкости, участвующих в движении, должны быть равны между собой, а траектории движения в сравниваемых гидравлических системах — геометрически подобны. Применительно к насосам это, в частности, означает подобие параллелограммов скоростей в соответствующих точках потока во всех элементах проточной части двух геометрически подобных машин, работающих в одинаковых режимах. Математически условия кинематического подобия могут быть выражены в виде ряда отношений:

$$v_н/v_м = w_н/w_м = u_н/u_м = n_н D_н/(n_м D_м) = \ldots = \text{const}$$

Для соблюдения требований кинематического подобия необходимо также выдерживать постоянным отношение скорости протекания жидкости к скорости движения вращающихся деталей, т. е.

$$v_м/u_м = v_н/u_н = \text{const}$$

Используя геометрическое подобие, из которого следует, что $v \infty Q/D^2$ и $u \infty nD$, получаем еще одно условие кинематического подобия, представляющее чрезвычайно большой практический интерес при моделировании насосов:

$$Q_м/(n_м D_м^3) = Q_н/(n_н D_н^3) = \text{const} \qquad (2.51)$$

Динамическое подобие кроме соблюдения условий геометрического и кинематического подобия означает пропорциональность сил, действующих в соответствующих точках потока. При отнесении к этим силам давления, вязкости, сил тяжести и инерции динамическое подобие в общем виде обусловливается, как это хорошо известно, равенством чисел Эйлера, Рейнольдса, Фруда и Струхаля:

$$Eu = p/(\rho v^2),\ Re = vl/\nu,$$

$$Fr = v^2/(gl),\ St = vt/l, \qquad (2.52)$$

где l — характерный линейный размер, ν — кинематическая вязкость жидкости, t — время

Все эти критерии являются определяющими лишь тогда, когда они выражены через исходные величины, задаваемые в начальных и граничных условиях. В противном случае каждый из определяющих критериев перейдет в неопределяющие или зависимые критерии. В частных задачах гидромеханики число определяющих критериев, как правило, меньше указанных четырех.

В практике моделирования гидравлических машин очень большое значение имеет критерий подобия Эйлера. Применительно к рассматриваемым условиям он может быть выражен следующим образом:

$$\mathrm{Eu}=p/(\rho v^2)=gH/v^2. \qquad (2\,53)$$

Заменяя скорость пропорциональным отношением подачи к квадрату диаметра рабочего колеса, получим:

$$\mathrm{Eu}=gHD^4/Q^2.$$

Следовательно, условие подобия может быть записано в виде:

$$Q_н/\left(D_н^2\sqrt{H_н}\right)=Q_м/\left(D_м^2\sqrt{H_м}\right) \qquad (2\,54)$$

Уравнение (2.54) устанавливает зависимость между двумя основными энергетическими параметрами (подачей и напором) модельного и натурного насосов.

Соблюдение условия равенства чисел Рейнольдса в натуре и на модели при решении практических задач осуществимо далеко не всегда. Теоретический анализ возможности выполнения этого условия показывает, что кинематическая вязкость жидкости модельного потока $\nu_м$ должна быть меньше кинематической вязкости натурного потока $\nu_н$ в $M_l^{3/2}$ раз. При испытании модели осевого насоса, имеющего в натуре рабочее колесо диаметром $D_н=4$ м, на экспериментальной установке с колесом диаметром $D_м=0{,}2$ м коэффициент подобия будет равен 20. Тогда кинематическая вязкость жидкости модельного потока для соблюдения равенства $\mathrm{Re}_м=\mathrm{Re}_н$ должна быть меньше кинематической вязкости воды в 89,5 раза, а капельных жидкостей столь малой вязкости в природе не существует.

Большой опыт гидравлического моделирования вообще и моделирования лопастных насосов в частности показывает, что при работе машины в области автомодельности ($\mathrm{Re}_м > \mathrm{Re}_{кр}$) изменение числа Re не оказывает заметного влияния на гидравлический КПД. Капитальными исследованиями, посвященными этому вопросу, установлено, что серийно выпускаемые насосы общего назначения находятся в области автомодельности и их гидравлический КПД остается неизменным в широком диапазоне изменения Re.

Применительно к осевым и центробежным насосам число Рейнольдса может быть подсчитаио различным образом, и каждый раз абсолютные значения Re будут отличаться друг от друга в зависимости от того, что понимается под характерными значениями скорости и линейного размера. Наибольшее распространение в практике насосостроения получила формула,

$$\mathrm{Re}=nD_2^2/\nu, \qquad (2.55)$$

в которой в качестве характерной скорости принято произведение nD_2, пропорциональное окружной скорости рабочего колеса. Внешний диаметр колеса D_2 представляет собой характерный линейный размер. По данным некоторых исследований, нижней границе области автомодельности в этом случае соответствуют значения $\mathrm{Re}=(0{,}3\div 0{,}5)\,10^6$.

Формулы пересчета. Принимаем, что геометрически подобные друг другу рабочие колеса однотипных насосов диаметрами $D_м$ и $D_н$ вращаются с частотами $n_м$ и $n_н$, соответственно создавая при этом напоры $H_м$ и $H_н$ и обеспечивая подачи $Q_м$ и $Q_н$.

Из основного уравнения для условий безударного входа (см. § 10) имеем, что при $n_м$ и $D_м$ напор иасоса

$$H_м=k_м\eta_{г\,м}u_{2м}v_{2м}\cdot\cos\alpha_{2м}/g$$

и соответственно при $n_н$ и $D_н$

$$H_н=k_н\eta_{г\,н}u_{2н}v_{2н}\cdot\cos\alpha_{2н}/g$$

Отношение этих напоров

$$\frac{H_н}{H_м}=\frac{k_н}{k_м}\,\frac{u_{2н}v_{2н}\cdot\cos\alpha_{2н}}{u_{2м}v_{2м}\cdot\cos\alpha_{2м}}\,\frac{\eta_{г\,н}}{\eta_{г\,м}}$$

Исходя из условий геометрического подобия, можно считать, что $k_н=k_м$, а подобие параллелограммов скоростей, вытекающее из условий кинематического подобия, означает равенство углов: $\alpha_{2н}=\alpha_{2м}$. Отношение скоростей u_2 и v_2, согласно математическому выражению условий кинематического подобия [уравнение (2.50)], пропорционально отношению произведений nD.

Следовательно, если подобные друг другу рабочие колеса насосов

будут вращаться с различной частотой, то для создаваемых ими напоров можно написать соотношение

$$\frac{H_н}{H_м} = \frac{(n_н D_н)^2}{(n_м D_м)^2} \frac{\eta_{г.н}}{\eta_{г.м}}. \qquad (2.56)$$

Как уже известно [см. уравнение (2.22)], подача насоса изменяется пропорционально изменению площади выходного сечения рабочего колеса и радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе, тогда

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{\pi b_{2н} D_{2н} v_{2н} \cdot \sin \alpha_{2н} \eta_{об\,н}}{\pi b_{2м} D_{2м} v_{2м} \cdot \sin \alpha_{2м} \eta_{об\,м}}$$

Поскольку рабочие колеса рассматриваемых насосов геометрически подобны, т. е. $b_{2н}/b_{2м} = D_{2н}/D_{2м}$, то в общем случае с учетом условий кинематического подобия

$$\alpha_{2н} = \alpha_{2м} \quad \text{и} \quad \frac{v_{2н}}{v_{2м}} = \frac{u_н}{u_м} = \frac{n_н D_н}{n_м D_м}$$

можно написать:

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{n_н}{n_м} \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^3 \frac{\eta_{об\,н}}{\eta_{об\,м}} \qquad (2.57)$$

Мощность насоса изменяется пропорционально произведению $QH\eta$. Подставляя вместо Q и H соответствующие величины из уравнений (2.56) и (2.57), имеем:

$$\frac{N_н}{N_м} = \left(\frac{n_н}{n_м}\right)^3 \left(\frac{D_н}{D_м}\right)^5 \times$$

$$\times \frac{\eta_{г\,н} \eta_{об\,н} \eta_{мех\,н}}{\eta_{г\,м} \eta_{об\,м} \eta_{мех\,м}}. \qquad (2.58)$$

Уравнения (2.56) — (2.58), полученные на основе подобия лопастных насосов, называют формулами пересчета. Эти формулы дают возможность с большой точностью рассчитать основные параметры проектируемого насоса, если известны параметры насоса, геометрически ему подобного. Наконец, формулы пересчета дают возможность после испытания насоса при одной частоте вращения определить его параметры для другой частоты.

Для пересчета КПД насоса с модели на натуру был предложен ряд формул, но широкого распространения они не получили. Причина этого заключается в том, что у лопастных насосов значение КПД в большой мере определяется объемными и механическими потерями. Поэтому пересчет КПД с модели на натуру без разделения его на составляющие не оправдывает себя.

Как отмечалось ранее (см. § 7), самым трудным является определение гидравлического КПД. Современные методы его вычисления сводятся к использованию зависимости $\eta_г$ от размеров насоса и относительной шероховатости поверхностей проточной части при условии работы модели в области автомодельности. Наиболее оправдала себя полуэмпирическая формула А. А. Ломакина:

$$\eta_{г\,н} = 1 - (1 - \eta_{г\,м}) \left(\frac{\lg D_{пр\,м} - 0{,}172}{\lg D_{пр\,н} - 0{,}172}\right)^2 \qquad (2.59)$$

где $D_{пр} = (4 \div 4{,}5)\, 10^3 \sqrt[3]{Q/n}$ — приведенный диаметр входа в рабочее колесо насоса, мм.

Объемные потери и механические потери в подшипниках и сальниках как немоделируемые должны подсчитываться по соответствующим формулам (см. § 7).

При малом отличии $n_н$ от $n_м$ и $D_н$ от $D_м$, а также при предварительных расчетах можно принять в первом приближении равными все значения $\eta_н$ и $\eta_м$. Благодаря этому формулы пересчета можно представить в более удобном для решения практических задач виде:

$$\left.\begin{aligned} Q_н/Q_м &= (n_н/n_м)\,(D_н/D_м)^3, \\ H_н/H_м &= (n_н/n_м)^2 (D_н/D_м)^2, \\ N_н/N_м &= (n_н/n_м)^3 (D_н/D_м)^5 \end{aligned}\right\} \qquad (2.60)$$

Пример 2.2. Вертикальный центробежный насос 800 В-2,5/40 (старая марка 36 В-22) с рабочим колесом $D_2 = 1{,}03$ м при частоте вращения $n = 600$ мин$^{-1}$ и напоре $H = 42{,}8$ м имеет подачу $Q = 2{,}6$ м^3/с и мощность

$N=1270$ кВт. Требуется определить Q, H и N при $n=250$ мин$^{-1}$ для того же режима работы однотипного насоса, геометрически подобного данному, имеющему колесо диаметром $D_2=2{,}05$ м.

Решение По формулам (2.60) находим:

$$Q=2{,}6(250/600)(2{,}05/1{,}03)^3=8{,}55 \quad \text{м}^3/\text{с},$$

$$H=42{,}8(250/600)^2(2{,}05/1{,}03)^2=29{,}49 \quad \text{м},$$

$$N=1270(250/600)^3(2{,}05/1{,}03)^5=2855{,}8 \text{кВт}$$

В том случае, когда один и тот же насос, перекачивающий одну и ту же жидкость, испытывается при различных частотах вращения n_1 и n_2 формулы пересчета еще более упрощаются:

$$\left.\begin{aligned} Q_1/Q_2&=n_1/n_2,\\ H_1/H_2&=(n_1/n_2)^2,\\ N_1/N_2&=(n_1/n_2)^3 \end{aligned}\right\} \qquad (2.61)$$

Пример 2.3. Осевой насос ОПВ 6-145 при частоте вращения $n=290$ мин$^{-1}$ и напоре $H=4{,}5$ м имеет подачу $Q=6{,}5$ м^3/с и мощность $N=340$ кВт. Требуется определить Q, H и N при $n=365$ мин$^{-1}$ для того же режима работы насоса

Решение Поскольку насос тот же, то по формулам (2.61) находим:

$$Q=6{,}5\cdot 365/290=8{,}18 \text{ м}^3/\text{с};$$
$$H=4{,}5(365/290)^2=7{,}12 \text{ м},$$

$$N=340(365/290)^3=680 \text{ кВт}$$

Коэффициент быстроходности. Одни и те же значения подачи и напора могут быть получены в насосах с различной частотой вращения. Естественно, что конструкция рабочих колес и всех элементов проточной части насоса, равно как и их размеры, при этом меняются. Для сравнения лопастных насосов различных типов пользуются коэффициентом быстроходности, объединяя группы рабочих колес по принципу их геометрического и кинематического подобия.

Коэффициентом быстроходности n_s насоса называется частота вращения другого насоса, во всех деталях геометрически подобного рассматриваемому, но таких размеров, при которых, работая в том же режиме с напором 1 м, он дает подачу 0,075 м^3/с.

Численное значение коэффициента быстроходности можно определить, воспользовавшись формулами пересчета (2.60) для однотипных насосов с рабочими колесами различных диаметров, работающих с переменной частотой вращения. Применив эти формулы к данному насосу и геометрически подобному ему с рабочим колесом диаметром D_s и частотой вращения n_s, получим:

$$H/1=(n/n_s)^2(D/D_s)^2;\ Q/0{,}075=(n/n_s)(D/D_s)^3$$

Исключив из этих выражений отношение D/D_s, найдем:

$$n_s=3{,}65\, n\sqrt{Q}\ /\ H^{3/4} \qquad (2.62)$$

Подставляя вместо подачи Q ее значение из формулы (2.10) для насосов, перекачивающих воду ($\rho=1000$ кг/м^3), получим другую формулу для определения коэффициента быстроходности:

$$n_s=\frac{n\sqrt{N_{л\,с}\eta}}{H^{5/4}}, \qquad (2.63)$$

где $N_{л\,с}$ — мощность насоса в лошадиных силах (использование подобной единицы мощности представляет собой исторически сложившийся прием)

Для насосов двустороннего входа в формуле (2.62) вместо Q следует принимать $Q/2$.

Пример 2.4. Для насоса 800 В-2,5/40, параметры которого приведены в примере 2.2, требуется подсчитать коэффициент быстроходности.

Решение. По формуле (2.62) находим:

$$n_s=3{,}65\ 600\sqrt{2{,}6}/42{,}8^{3/4}=211{,}07.$$

По формуле (2.63) с учетом того, что КПД насоса при его работе в данном режиме составляет $\eta=0{,}86$ и мощность насоса, выраженная в л с,

$$N_{л\,с}=1270/0{,}736=1725{,}54 \text{ л.с}$$

получим

$$n_s=600\,\frac{\sqrt{1\,725{,}54\cdot 0{,}86}}{42{,}8\sqrt[4]{42{,}8}}=211{,}12$$

Если в формулах (2.62) и (2.63) изменить частоту вращения рабочего колеса n данного насоса, то в соответствии с уравнениями (2.61) должны быть пересчитаны напор H, подача Q и мощность N. Легко уста-

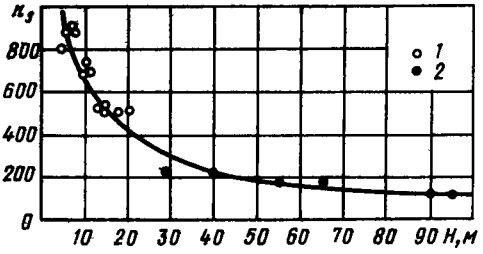


Рис. 2.6. Изменение коэффициента быстроходности от напора насоса
1 — осевого типов О и ОП, *2* — центробежного типа В

новить, что подстановка новых значений этих параметров в формулы (2.62) и (2.63) приводит к тем же численным значениям n_s. Таким образом, получается, что коэффициент быстроходности остается постоянным для всех режимов работы насоса и зависит только от его конструкции. Это положение было бы справедливым, если бы мы не пренебрегли при выводе формул для n_s изменениями объемного и гидравлического КПД насоса при изменении режима его работы. В действительности значение коэффициента быстроходности меняется в широком диапазоне. Коэффициент n_s равен нулю при $Q=0$ и, увеличиваясь с возрастанием подачи, стремится к бесконечности при $Q=Q_{макс}$ и $H=0$. Для внесения определенности в понятие коэффициента быстроходности условились в формулы (2.62) и (2.63) подставлять оптимальные по КПД значения мощности, подачи и напора.

Анализ формулы (2.62) показывает, что с увеличением напора коэффициент быстроходности насоса уменьшается. Этот вывод подтверждается рис. 2.6, на котором приведены значения n_s для высокопроизводительных насосов, серийно выпускаемых отечественной промышленностью. Из формулы (2.62), в свою очередь, вытекает, что увеличение подачи приводит при прочих равных условиях к повышению коэффициента быстроходности.

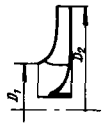
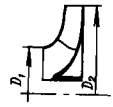
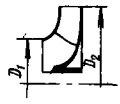
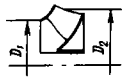
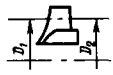
Следовательно, тихоходные насосы (насосы с малым коэффициентом быстроходности) — это насосы, имеющие большой напор и сравнительно небольшую подачу; быстроходные насосы имеют меньший напор, но бóльшую подачу.

Коэффициент быстроходности n_s является очень важным удельным показателем, который широко используется в качестве характеристики типа насоса. Универсальность этого показателя состоит в том, что он одновременно учитывает три наиболее существенных параметра любого насоса: частоту вращения, мощность (или подачу) и напор. Благодаря этому коэффициент быстроходности довольно полно характеризует тип насоса. Например, при сравнении нескольких различных по типу, форме проточного тракта и конструкции насосов, имеющих близкие значения n_s, видно, что у этих насосов близки и многие свойства. Независимо от типа или от конструкции насосы малой быстроходности ($n_s=50\div80$) всегда используются при высоких напорах, а большой быстроходности ($n_s=400\div1000$) — при низких напорах.

Значение n_s в известной степени определяет и форму рабочего класса насоса. В табл. 2.1 даны эскизы рабочих колес насосов различной быстроходности. Большой напор, развиваемый тихоходными центробежными насосами ($50<n_s<80$), создается за счет увеличения диаметра рабочего колеса на выходе D_2. Небольшая подача, в свою очередь, обусловливается малой высотой рабочего колеса у выхода b_2 и малым его диаметром на входе D_1. Поэтому тихоходные колеса имеют большие значения D_2/D_1 и малые значения b_2/D_2. С увеличением быстроходности разница между выходным и входным диаметрами сокращается, а высота возрастает.

В заключение необходимо обратить внимание на одно обстоятельство, имеющее чрезвычайно важное практическое значение. Коэффициент быстроходности пропорционален частоте вращения. Повышение же частоты вращения, как правило, ведет к уменьшению размеров и массы насоса и приводного двигателя. Таким образом, повышение коэффициента быстроходности насо-

Таблица 2.1

Насос		Коэффициент быстроходности	Эскиз рабочего колеса	D_2/D_1	Форма лопатки
Центробежный	тихоходный	50—80		2,5—3	Цилиндрическая
	нормальный	80—150		2	Пространственная на входе, цилиндрическая на выходе
	быстроходный	150—350		1,4—1,8	Пространственная
	полуосевой (диагональный)	350—500		1,1—1,2	То же
Осевой		500—1500		1	»

са при заданных значениях подачи и напора экономически выгодно

§ 12. Высота всасывания насосов

Движение жидкости по всасывающему трубопроводу и подвод ее к рабочему колесу осуществляются за счет разности давления над свободной поверхностью жидкости в приемном резервуаре и абсолютного давления в потоке у входа в колесо. Однако давление в этой области не является постоянным; оно определяется расположением насоса по отношению к уровню свободной поверхности другими факторами.

Для установления точной зависимости между всеми этими параметрами рассмотрим три возможных схемы установки центробежного насоса.

Схема I. Забор насосом жидкости из открытого резервуара. Уровень свободной поверхности расположен ниже оси рабочего колеса насоса (рис. 2.7, *а*).

Применяя теорему Бернулли для двух сечений (уровня свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре *0—0* и сечения *1—1* на входе в насос) и пренебрегая значением скоростного напора в первом из них, можем получить уравнение для определения абсолютного давления в интересующем нас сечении:

$$\bar{p}_1/\rho = p_{ат}/\rho - H_s g - v_1^2/2 - h_{w0-1} g, \quad (2.64)$$

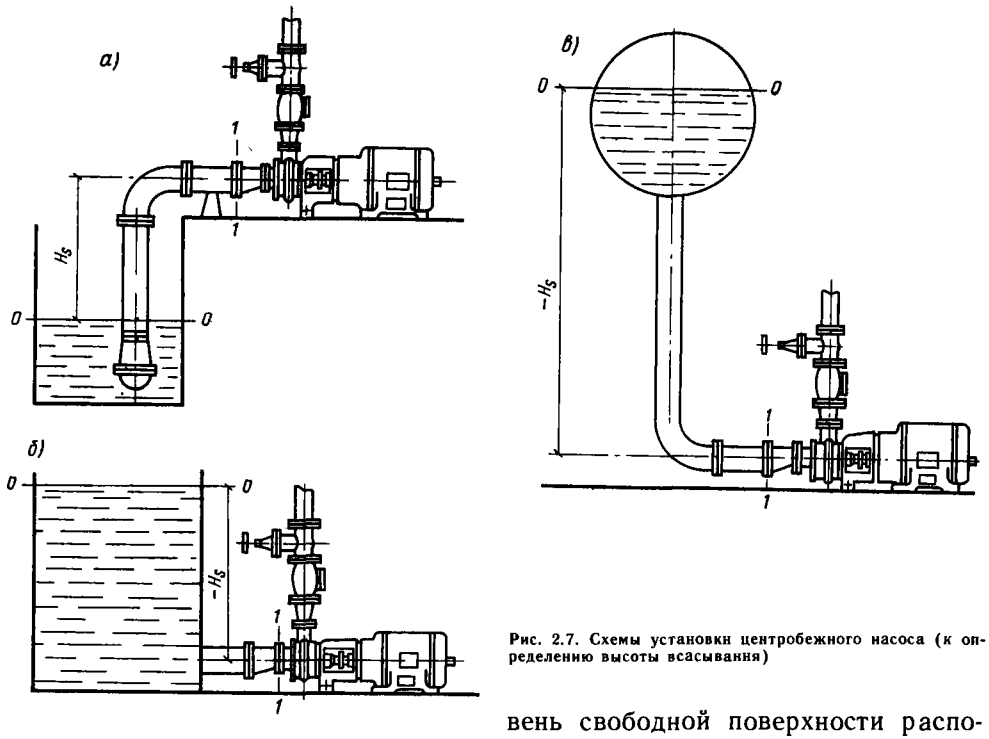


Рис. 2.7. Схемы установки центробежного насоса (к определению высоты всасывания)

где H_s — разность отметок оси рабочего колеса насоса и свободной поверхности жидкости в резервуаре, $h_{w\,0-1}$ — суммарные гидравлические потери во всасывающей линии насоса, м (сумма потерь на входе, потерь на трение по длине трубопровода, см приложения I и II)

Из уравнения (2.64) видно, что давление на входе в насос, работающий в заданном режиме по схеме I, определяется параметром

$$H_s = p_{ат}/(\rho g) - p_1/(\rho g) - v_1^2/(2g) - h_{w\,0-1}, \qquad (2.65)$$

который обычно называется геометрической высотой всасывания, а параметр

$$H_в = (p_{ат} - p_1)/(\rho g)$$

называется вакуумметрической высотой всасывания. Зависимость между геометрической высотой всасывания и вакуумметрической определяется из уравнения (2.65):

$$H_s = H_в - v_1^2/(2g) - h_{w\,0-1}; \qquad (2.66)$$

$$H_в = H_s + v_1^2/(2g) + h_{w\,0-1} \qquad (2.67)$$

Схема II. Забор насосом жидкости из открытого резервуара. Уровень свободной поверхности расположен выше оси рабочего колеса насоса (рис. 2.7, *б*).

Если мы примем за плоскость отсчета опять сечение *0—0*, то единственное отличие данной схемы от схемы I будет заключаться в том, что величина H_s будет иметь отрицательное значение. В этом случае уравнения (2.66) и (2.67) примут вид:

$$H_s = v_1^2/(2g) + h_{w\,0-1} - H_в, \qquad (2.68)$$

$$H_в = v_1^2/(2g) + h_{w\,0-1} - H_s \qquad (2.69)$$

Отрицательное значение геометрической высоты всасывания обычно называют подпором. При достаточном подпоре давление на входе в насос может устанавливаться больше атмосферного на всех режимах его работы.

Схема III. Откачка жидкости из замкнутого резервуара (рис. 2.7,*в*). Принципиальное отличие данной схемы работы насоса от рассматриваемой схемы II заключается в том, что вакуумметрическая высота всасывания в этом случае

$$H_в = (p_{ат} + p' - p_1)/(\rho g), \qquad (2.70)$$

где $p_{изб}$ — некоторое избыточное давление, которое в зависимости от технологического назначения насосной установки, конструктивных особенностей ее исполнения и режима работы может быть положительным, отрицательным или даже знакопеременным

При различных соотношениях абсолютных значений H_s, $p_{ат}$ и $p_{изб}$ давление на входе в насос может быть больше или меньше атмосферного.

В зависимости от конструктивного исполнения центробежного насоса отсчет геометрической высоты всасывания ведется по-разному. Для горизонтальных насосов она равна разности отметок оси рабочего класса и свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре. Для насосов с вертикальным валом она отсчитывается от середины входных кромок лопастей рабочего колеса (первой ступени для многоступенчатых насосов) до свободной поверхности жидкости в резервуаре.

Применительно к осевым насосам понятия геометрической и вакуумметрической высот всасывания остаются теми же самыми. Некоторым отличием при определении H_s для высокопроизводительных осевых насосов, к которым вода подводится конфузорными изогнутыми всасывающими трубами, является необходимость учета скоростного напора при входе в трубу и фактического характера распределения скоростей по сечениям потока. Уравнение (2.65) в этом случае принимает вид:

$$H_s = \frac{p_{ат}}{\rho g} - \frac{p_1}{\rho g} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{\alpha_{тр} v_{тр}^2}{2g} + h_{w\,тр1}, \qquad (2.71)$$

где α_1 и $\alpha_{тр}$ — коэффициенты кинетической энергии (Кориолиса) во входном сечении и при входе во всасывающую трубу

Отсчет геометрической высоты всасывания насосов ведется от свободной поверхности воды в приемном резервуаре до плоскости, проходящей через оси лопастей рабочего колеса, у насосов с вертикальным валом и до наивысшей точки лопасти рабочего колеса у насосов с горизонтальным валом.

Необходимо обратить внимание на то, что высота всасывания насоса относится к числу параметров, имеющих чрезвычайно важное практическое значение при проектировании насосных станций. Параметр H_s, определяя положение насоса по отношению к уровню свободной поверхности в водоисточнике, определяет тем самым и глубину заложения фундамента машинного здания. С точки зрения уменьшения объема земляной выемки и облегчения конструкции машинного здания, а следовательно, и снижения капиталовложений на сооружение насосной станции в целом увеличение H_s является крайне желательным.

Значение геометрической высоты всасывания неодинаково для насосов различных типов; даже для одного и того же рассматриваемого насоса оно не остается постоянным в процессе его эксплуатации. Уравнение (2.65) позволяет установить функциональную зависимость значения H_s от всех параметров, характеризующих конструктивные и эксплуатационные особенности насосной установки.

Атмосферное давление $p_{ат}$, определяющее положительную составляющую H_s и, в частности, возможность размещения насоса над уровнем жидкости в приемном резервуаре, существенно меняется в зависимости от высоты расположения насосной станции над уровнем моря.

Аналогичная ситуация наблюдается при откачивании насосом жидкости из замкнутого объема (схема III), так как отрицательное значение избыточного давления $p_{изб}$ над свободной поверхностью, по существу, равносильно изменению геодезической отметки.

Влияние конструкции проточной части рассматриваемого насоса на геометрическую высоту всасывания оценивается наличием в уравнении (2.65) члена p_1 — абсолютное давление на входе в насос. Значения p_1, необходимого для бесперебойной и надежной работы насоса во всем диапазоне изменения напора и подачи, зависят от особенностей конст-

рукции лопастной решетки рабочего колеса и определяются специальными расчетами.

Высота всасывания H_s заметно изменяется в зависимости от режимов работы насоса, характеризуемых, в частности, скоростным напором на входе $v_1^2/(2g)$. Возрастание скорости потока, вызываемое увеличением подачи насоса, приводит к уменьшению H_s и, следовательно, к необходимости расположения насоса ближе к уровню свободной поверхности жидкости в приемном резервуаре.

Особенности компоновки насосной станции и в том числе конструкции всасывающей линии, характеризуемой гидравлическими потерями $h_{w\,0-1}$, также являются важным фактором в определении значения геометрической высоты всасывания H_s. Структура формулы (2.65) указывает на предпочтительность коротких всасывающих линий с малой скоростью течения и минимумом местных сопротивлений.

В заключение следует сказать, что отметка уровня свободной поверхности в приемном резервуаре насосной установки в процессе ее эксплуатации, как правило, непрерывно меняется. Это обстоятельство также необходимо учитывать при определении H_s. Более подробно об этом говорится далее (см.§ 55)

§ 13. Кавитация в насосах. Допустимое значение высоты всасывания

Кавитация — это нарушение сплошности жидкости, которое происходит в тех участках потока, где давление, понижаясь, достигает некоторого критического значения. Этот процесс сопровождается образованием большого числа пузырьков, наполненных преимущественно парами жидкости, а также газами, выделившимися из раствора. Находясь в области пониженного давления, пузырьки увеличиваются и превращаются в большие пузыри-каверны. Затем эти пузыри уносятся потоком в область с давлением выше критического, где разрушаются практически бесследно вследствие конденсации заполняющего их пара. Таким образом, в потоке создается довольно четко ограниченная кавитационная зона, заполненная движущимися пузырьками.

Критическое, с точки зрения возникновения кавитации, давление определяется физическими свойствами жидкости и в зависимости от ее состояния может меняться в довольно значительных пределах. Тем не менее в практических расчетах, связанных с рассмотрением кавитационных режимов работы насосов, в качестве критического давления, при котором начинается кавитация, обычно принимают давление насыщенных паров перекачиваемой жидкости при данной температуре. Классическим примером является возникновение кавитации на обтекаемом потоком профиле. Один из возможных вариантов распределения давления на поверхности профиля изображен на рис. 2.8. Вызванное отклонением линий тока понижение давления на выпуклой поверхности профиля в районе точки A может привести к образованию кавитационной зоны, протяженность которой λ зависит от плотности ρ_0, давления p_0 и скорости v_0 набегающего потока, формы профиля и угла атаки.

Качественное изменение структуры потока, вызванное кавитацией, приводит к изменениям режима работы гидравлической машины. Эти изменения принято называть последствиями кавитации.

Элементы проточной части гидравлических машин вообще и лопастных насосов в частности представляют собой сочетание направляющих поверхностей, предназначенных для управления потоком. Если кавитационная зона возникает на такой поверхности, то она изменяет ее эффективную форму и, следовательно, изменяет путь потока. Такие изменения нежелательны и сопровождаются дополнительными потерями энергии. Снижение энерге-

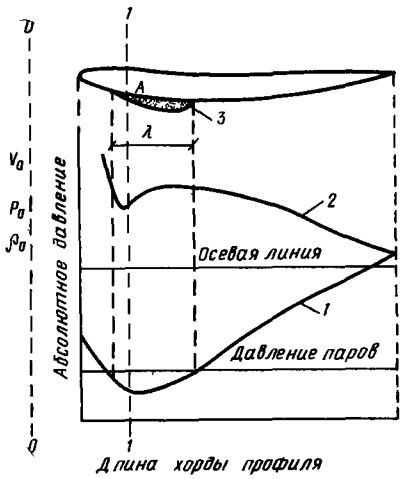


Рис 2.8 Кривые распределения давления по поверхности профиля и схема образования кавитационной зоны

1—распределение давления на выпуклой поверхности, *2*—то же, на вогнутой *3*—кавитационная зона

тических параметров (подача, напор) и уменьшение коэффициента полезного действия являются прямым следствием возникновения кавитации в любой гидравлической машине.

Неустойчивость кавитационной зоны и вызванные появлением этой зоны вторичные течения жидкости приводят к значительным пульсациям давления в потоке, которые оказывают динамическое воздействие на поверхности, направляющие поток. Результаты многочисленных экспериментальных исследований и опыт эксплуатации различного гидравлического оборудования указывают на появление сильных вибраций при возникновении кавитации.

Разрушение, или, как принято говорить, «захлопывание» кавитационных пузырей при переносе их потоком в область с давлением выше критического происходит чрезвычайно быстро и сопровождается своего рода гидравлическими ударами. Наложение большого числа таких ударов приводит к появлению характерного шипящего звука, который всегда сопутствует кавитации.

И наконец, в большинстве случаев кавитация сопровождается разрушением поверхности, на которой возникают и некоторое время существуют кавитационные пузыри. Это разрушение, являющееся одним из самых опасных последствий кавитации, называют кавитационной эрозией. Механические повреждения рабочих органов гидравлических машин в результате кавитационной эрозии могут за относительно короткий срок достигнуть размеров, затрудняющих нормальную эксплуатацию машин и даже делающих ее практически невозможной.

Возникновение и последующее развитие кавитации в лопастных насосах является следствием уменьшения абсолютного давления в потоке жидкости. Рассмотрим, как меняется давление воды при ее движении по проточному тракту лопастного насоса от входа во всасывающий трубопровод и до рабочего колеса. В качестве примера на рис. 2.9 справа изображен вертикальный центробежный насос с прямоосной цилиндрической всасывающей трубой, в центре дан график изменения абсолютного давления в зависимости от значений различных параметров. Давление на входе во всасывающую трубу вследствие ее заглубления под уровень свободной поверхности в приемном резервуаре превышает атмосферное давление $p_{ат}$ на значение гидростатического давления $p_{ст}$. Местные потери энергии, связанные с преодолением гидравлического сопротивления входного устройства всасывающей трубы и увеличением скоростного напора $v^2/(2g)$, приводят к тому, что уже в сечении трубы, расположенном на уровне свободной поверхности, абсолютное давление в потоке будет меньше атмосферного. Увеличение геодезических отметок и нарастающие по длине трубы гидравлические потери h_w, график изменения которых изображен в левой части рис. 2.9, приводят к последовательному уменьшению абсолютного давления по мере продвижения жидкости по направлению к рабочему колесу. Местные потери в переходном конусе всасывающего трубопровода в сочетании с увеличением

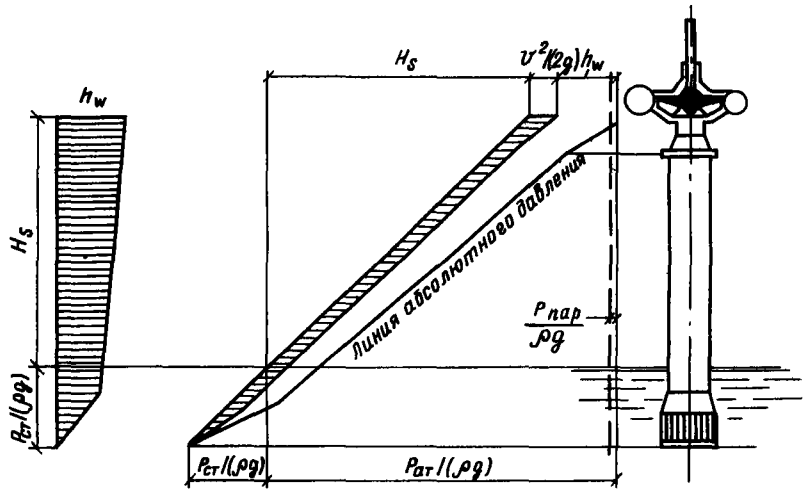


Рис. 2.9. Изменение давления потока в элементах всасывающей линии центробежного насоса

скоростного напора вызывают дальнейшее уменьшение давления, абсолютное значение которого на входе в насос может стать меньше давления насыщенных паров $p_{пар}$. Кроме того, в лопастных насосах давление может дополнительно понизиться, что в значительной мере увеличит опасность возникновения кавитации. Это понижение, не предусмотренное рабочим процессом, может носить общий характер или быть вызвано какими-то местными изменениями в потоке. Низкое абсолютное давление и кавитация могут также наблюдаться при неустановившихся режимах работы насоса: гидравлическом ударе в системе, режиме пуска, остановки и т. п.

Зная причины общего и местного понижения давления, мы можем предугадать, а в большинстве случаев и предотвратить появление кавитации в тех или иных элементах проточной части насоса. Следует сразу сказать, что правильный выбор высоты всасывания с учетом геодезической отметки расположения насоса и температуры перекачиваемой жидкости является первым и наиболее надежным мероприятием, направленным на ослабление или предотвращение кавитации. Создание некоторого запаса путем уменьшения высоты всасывания или увеличения подпора по сравнению с подсчитанными величинами гарантирует, как правило, надежную бескавитационную работу насоса.

Наибольшее значение геометрической высоты всасывания может быть найдено с помощью уравнения (2.65) при условии, что в момент возникновения кавитации $p_1 = p_{пар}$.

$$H_{s\,макс} = \frac{p_{ат}}{\rho g} - \frac{p_{пар}}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{w\,0\,1} \qquad (2\,72)$$

Используя понятие о вакуумметрической высоте всасывания (см. § 12), можно утверждать, что кавитации в насосе не будет, если вакуумметрическая высота всасывания не превышает допустимого значения, т. е. $H_в \leqslant H_{в\ доп}$.

Из формулы (2.67) для вакуумметрической высоты всасывания получаем:

$$H_в = H_s + v_1^2/(2g) + h_{w\,0-1} \leqslant H_{в\ доп}$$

Отсюда отсутствие кавитации в насосе определяется условием

$$H_s \leqslant H_{в\ доп} - v_1^2/(2g) - h_{w\,0-1}. \qquad (2\,73)$$

Значения $H_{в\ доп}$, определенные в результате кавитационных испытаний, указываются на заводских ха-

рактеристиках насосов. Обычно $H_{в\,доп}$ дается для нормального атмосферного давления на уровне моря и для температуры холодной воды $t \leqslant 35°C$. С повышением отметки местности атмосферное давление снижается на $\Delta p_{ат}$. Приближенно можно считать

$$\Delta p_{ат}/(\rho g) = \nabla/900,$$

где ∇ — абсолютная отметка уровня воды в нижнем бассейне (НБ), м (выше уровня моря $\nabla > 0$, ниже — $\nabla < 0$).

Если перекачивается нагретая жидкость, то дополнительно следует учитывать и давление ее насыщенных паров $p_{пар}$. Зависимость $p_{пар} = f(t)$ для воды приведена в табл. 2.2.

Таблица 2.2

t, °C	$p_{пар}$, кПа	$p_{пар}/(\rho q)$, м вод ст
0	0,589	0,06
10	1,177	0,12
20	2,354	0,24
40	7,357	0,75
60	19,914	2,03
80	47,382	4,83
100	101,337	10,33

Таким образом, для более общего случая с учетом отметки установки насоса и температуры перекачиваемой жидкости высота всасывания может определяться по формуле

$$H_s \leqslant H_{в\,доп} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{w,0\,1} - \frac{\Delta p_{ат}}{\rho g} - \frac{p_{пар}}{\rho g} \qquad (2.74)$$

Пример 2.5. Определить высоту всасывания центробежного насоса, для которого при подаче $Q = 48$ л/с $H_{в\,доп} = 7$ м. Перекачивается холодная вода и вода с температурой 80°С. Абсолютная отметка уровня воды в нижнем бассейне $\nabla = 0$. Подсчитано, что для данной подачи $v_1 = 3$ м/с и $h_{w\,0-1} = 1{,}5$ м.

Решение. Для холодной воды по формуле (2.73)

$$H_s \leqslant 7 - 3^2/(2 \cdot 9{,}81) - 1{,}5 = 5{,}1 \text{ м}.$$

Для воды с температурой 80°С по табл. 2.2 находим $p_{пар}/(\rho g) = 4{,}83$ м и по выражению (2.74) определяем:

$$H_s \leqslant 7 - 3^2/(2 \cdot 9{,}81) - 1{,}5 - 4{,}83 = 0{,}27 \text{ м}.$$

Из примера видно, что с повышением температуры воды допустимая высота всасывания убывает. Если бы абсолютная отметка уровня воды в НБ была выше, например $+450$ м, то согласно выражению (2.74) допустимая высота всасывания уменьшилась бы на $450/900 = 0{,}5$ м. Из этого, в частности, следует, что при перекачивании горячей воды насос должен быть установлен ниже уровня воды в бассейне, т. е. с подпором.

Высота всасывания насоса, являясь одним из основных параметров, определяющих компоновочное решение насосной станции или установки, в то же время не дает возможности численно оценить степень развития кавитации, а следовательно, и сравнить между собой кавитационные характеристики насосов, постоянно изменяющиеся в процессе эксплуатации. Использование в этих целях геометрической высоты всасывания H_s невозможно, хотя бы потому, что она включает в себя гидравлические потери, свойственные конструктивным особенностям конкретной установки. Поэтому в насосостроении для сравнения кавитационных качеств насосов, количественной оценки степени развития кавитации и анализа вопроса о выборе допустимых значений высоты всасывания пользуются критерием, смысл которого может быть понят из следующих рассуждений.

Для нормальной бескавитационной работы насоса необходимо, чтобы давление p_1 на входе в насос было больше критического, в качестве которого принимают давление $p_{пар}$ насыщенных паров перекачиваемой жидкости ($p_1 > p_{пар}$). В противном случае в местах падения давления ниже $p_{пар}$ начинается кавитация и работа насоса ухудшается. Для того чтобы этого не произошло, удельная энергия $Э_1$ потока во входном патрубке насоса, отнесенная к его оси, должна быть достаточной для обеспечения скоростей и ускорений в потоке при входе в насос и преодоления сопротивлений без падения местного давления до значе-

ния, ведущего к образованию кавитации. В связи с этим решающее значение приобретает не абсолютная величина удельной энергии потока, а превышение ее над энергией, соответствующей давлению насыщенного пара перекачиваемой жидкости:

$$\Delta h = Э_1 - \frac{p_{пар}}{\rho g} =$$

$$= \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{p_{пар}}{\rho g} \qquad (2\,75)$$

Параметр Δh называется кавитационным запасом, поскольку он представляет собой превышение механической энергии в потоке над давлением насыщенного пара. Иногда этот параметр называется избыточным напором всасывания.

Используя уравнения (2.65) и (2.75), можно установить связь между кавитационным запасом Δh и геометрической высотой всасывания

$$H_s = \frac{p_{ат}}{\rho g} - \frac{p_{пар}}{\rho g} - \Delta h - h_{w\,0\,1} \qquad (2\,76)$$

Для каждого насоса существует некоторое минимальное значение $\Delta h_{мин}$.

При уменьшении кавитационного запаса ниже этого значения в насосе начинает развиваться кавитация.

На рис 2 10 в виде зависимостей H, η и N от Δh приведены результаты экспериментальных исследований влияния кавитационного запаса на основные энергетические параметры центробежного насоса Излом кривой напора в режиме I означает возникновение кавитации, а снижение напора при уменьшении Δh — последующее ее развитие. Вертикальная ветвь кривой напора в режиме II свидетельствует о срыве работы насоса вследствие полностью развившейся кавитации. Одновременно с уменьшением напора развивающаяся кавитация вызывает снижение КПД, что, в свою очередь, определяет увеличение мощности на валу насоса на всех режимах работы с кавитацией вплоть до срыва.

Столь очевидная зависимость параметров насоса от кавитационного запаса позволяет использовать этот запас для численной оценки степени развития кавитации Действительно, всем характерным режимам работы насоса соответствуют вполне определенные

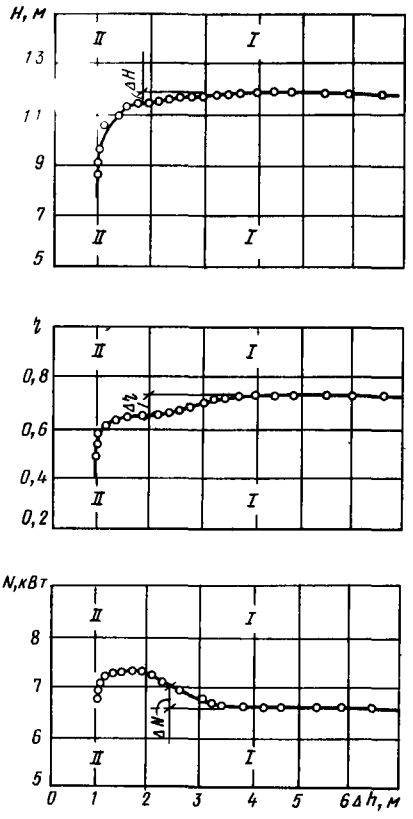


Рис 2 10 Зависимость энергетических параметров насоса от кавитационного запаса

числовые значения Δh Так, например, для условий рассматриваемого примера начало кавитации (критический режим I) наблюдается при $\Delta h = 4$ м, полностью развившаяся кавитация (критический режим II)—при $\Delta h = 1$ м, режимам с частично развившейся кавитацией соответствуют значения $4 > \Delta h > 1$ м

Задавшись на основе расчетов возможными для эксплуатации пределами ухудшения характеристик насоса вследствие кавитации, можно определить минимальное значение кавитационного запаса $\Delta h_{мин}$

Возвращаясь к уравнению (2.76), можно увидеть, что наименьшему значению $\Delta h_{мин}$ соответствует наибольшее значение геометрической высоты всасывания:

$$H_{s\,макс} = \frac{p_{ат}}{\rho g} - \frac{p_{пар}}{\rho g} -$$

$$- \Delta h_{мин} - h_{w\,0\,1}, \qquad (2\,77)$$

которое иногда называют критической высотой всасывания.

Для обеспечения надежной работы насоса допускаемая при эксплуатации высота всасывания $H_{s\,доп}$ должна иметь некоторый запас, что учитывается введением коэффициента запаса:

$$H_{s\,доп} = \frac{p_{ат}}{\rho g} - \frac{p_{пар}}{\rho g} - \Delta h_{доп} - h_{w\,0\text{-}1}, \qquad (2.78)$$

где

$$\Delta h_{доп} = \varphi \Delta h_{мин}$$

В зависимости от условий работы насоса коэффициент запаса принимается равным 1,1—1,5.

Пример 2.6. Определить допустимую высоту всасывания для осевого насоса, для которого при подаче $Q = 5{,}2$ м^3/с (вода холодная) $\Delta h_{доп} = 12$ м Абсолютная отметка уровня воды в НБ $\nabla = +300$ м, $h_{w\,0\text{-}1} = 0{,}5$ м

Решение Для определения H_s сначала вычисляем

$$\frac{p_{ат}}{\rho g} = 10{,}33 - \frac{300}{900} = 10 \text{ м и } \frac{p_{пар}}{\rho g} = 0{,}3 \text{ м},$$

а затем по формуле (2.78) находим

$$H_s \leqslant 10{,}0 - 0{,}3 - 12 - 0{,}5 = -2{,}8 \text{ м}$$

Насос должен быть установлен так, чтобы оси лопастей рабочего колеса были на 2,8 м ниже уровня воды в НБ (с подпором)

Однако при пользовании рассмотренной схемой для определения бескавитационных режимов работы насосов возникает ряд практических трудностей, наибольшую из которых представляет определение минимально допустимого кавитационного запаса.

На основе большого числа исследований и обобщения опытных данных С. С. Рудневым получена следующая формула для определения минимального кавитационного запаса:

$$\Delta h_{мин} = 10\left(n\sqrt{Q}\,/\,C\right)^{4/3}, \qquad (2.79)$$

где C — постоянная, зависящая от конструктивных особенностей насоса и называемая кавитационным коэффициентом быстроходности

Для расчета насосов двустороннего входа при определении $\Delta h_{мин}$ в формулу (2.79) подставляется половинная подача.

Экспериментальная проверка, проведенная автором предложения и многими другими исследователями, показала правомерность предложенного критерия и практическую пригодность его для оценки кавитационных качеств насосов. Для насосов различной быстроходности значения постоянной C будут следующими

n_s	50—70	70—80
C	600—750	800
n_s	80—150	150—250
C	800—1000	1000—1200

Определенные в результате проведения испытаний на кавитационных стендах значения $\Delta h_{мин}$ и $\Delta h_{доп}$ приводятся в официальных каталогах насосов, выпускаемых заводами-изготовителями.

ГЛАВА 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ И РЕЖИМ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

§ 14. Теоретические характеристики насосов

Характеристикой насоса называется графически выраженная зависимость основных энергетических показателей от подачи при постоянной частоте вращения вала рабочего колеса, вязкости и плотности жидкой среды на входе в насос.

Основные параметры лопастных насосов подача Q, напор H, мощность N, коэффициент полезного действия η и частота вращения вала рабочего колеса n находятся в определенной зависимости, которая лучше всего уясняется из рассмотрения характеристических кривых.

Значения напора, мощности и КПД для ряда значений подачи могут быть представлены в виде системы точек в координатах $Q—H$, $Q—N$ и $Q—\eta$. Соединяя точки плавными кривыми, получаем непрерывную графическую характеристику зависимости рассматриваемых параметров от подачи насоса при постоянной частоте вращения n. Основной характеристической кривой насоса является график, выра-

жающий зависимость развиваемого насосом напора от подачи $H=f(Q)$ при постоянной частоте вращения $n=\text{const}$. Для построения теоретической характеристики насоса при заданных конструктивных размерах воспользуемся уравнением центробежного насоса. Если поток на входе в колесо не закручен, то

$$H_т = u_2 v_{2u}/g$$

Теоретическая подача насоса

$$Q_т = \pi D_2 b_2 v_{2r},$$

откуда

$$v_{2r} = Q_т/(\pi D_2 b_2),$$

где D_2 — диаметр рабочего колеса; b_2 — ширина рабочего колеса, v_{2r} — радиальная составляющая абсолютной скорости

Из рис. 3.1 следует, что

$$v_{2u} = u_2 - u_{2r}/\text{tg}\beta_2$$

или

$$v_{2u} = u_2 - Q_т/(\pi D_2 b_2 \text{tg}\beta_2).$$

Подставляя полученное значение v_{2u} в основное уравнение теоретического напора, получаем:

$$H_т = \frac{u_2}{g}\left(u_2 - \frac{Q_т}{\pi D_2 b_2 \text{tg}\beta_2}\right),$$

или

$$H_т = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2}{g}\frac{Q_т}{\pi D_2 b_2}\frac{1}{\text{tg}\beta_2} \qquad (3.1)$$

При $n=\text{const}$ окружная скорость u_2 будет постоянной. Очевидно, что для рассматриваемого насоса D_2, b_2 и $\text{tg}\beta_2$ являются постоянными величинами. Обозначая

$$\frac{u_2^2}{g} = A, \quad \frac{u_2}{g\pi D_2 b_2}\frac{1}{\text{tg}\beta_2} = B,$$

получим:

$$H_т = A - BQ_т. \qquad (3.2)$$

Таким образом, зависимость теоретического напора $H_т$ от теоретической подачи $Q_т$ выражается уравнением первой степени, которое в координатах $Q_т$ и $H_т$ графически изображается прямыми линиями; наклон этих прямых зависит от значения углового коэффициента, являющегося функцией угла β_2.

На рис. 3.2 приведена графическая интерпретация уравнения (3.2) для различных значений углового коэффициента. Проанализируем положение прямых линий при $\beta_2<90°$, $\beta_2=90°$ и $\beta_2>90°$. Для построения графика зависимости $Q-H$ предположим, что $Q_т=0$, тогда $H_т=u_2^2/g$, а при $H_т=0$ $Q_т=u_2\pi D_2 b_2 \text{tg}\beta_2$.

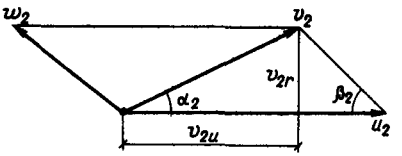


Рис. 3.1. Параллелограмм скоростей на выходе из рабочего колеса

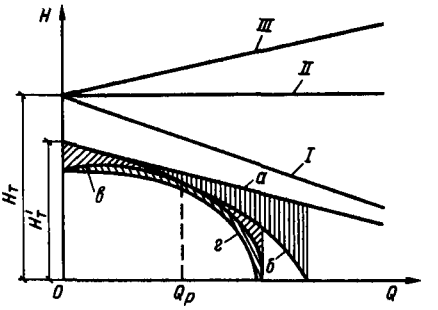


Рис 3 2. Теоретическая характеристика

При $\beta_2<90°$ (лопатки отогнуты назад) $\text{tg}\beta_2>0$, поэтому с увеличением $Q_т$ напор, развиваемый насосом, $H_т$ уменьшается. Следовательно, линия зависимости теоретического напора (рис. 3.2, *I*) от подачи направлена наклонно вниз. Наклон прямой *I* будет тем больше, чем меньше $\text{tg}\beta_2$, т. е. угол β_2.

При $\beta_2=90°$ (лопатки направлены радиально) $\text{tg}\beta_2=\infty$, следовательно, второй член уравнения (3.1) будет равен нулю, тогда: $H_т=u_2^2/g$, т. е. график зависимости $H_т$ от $Q_т$ выражается прямой *II*, параллельной оси абсцисс и отсекающей на оси ординат отрезок $H_т=u_2^2/g$.

При $\beta_2>90°$ (лопатки загнуты вперед) $\text{tg}\beta_2<0$, тогда второй член уравнения (3.1) изменит знак минус на плюс. В этом случае с увеличением подачи возрастает напор, причем тем больше, чем больше β_2. График зависимости $H_т$ от $Q_т$ выражается прямой *III* (см. рис. 3.2.), поднимающейся вверх. При

$Q_т=0$ начальная ордината прямой *III* также равна: $H_т=u_2^2/g$.

Как видно из рис. 3.2, рабочие колеса с лопатками, загнутыми вперед (прямая *III*), создают значительно больший напор, чем колеса с лопатками, загнутыми назад (прямая *I*), и в этом их основное преимущество. Однако преобразование динамического давления, создаваемого лопатками, в статическое, путем уменьшения абсолютной скорости потока при выходе из рабочего колеса насоса, связано с большими потерями энергии. Ввиду этого рабочие колеса центробежных насосов, используемых для нагнетания жидкостей, как правило, изготовляются с лопатками, загнутыми назад. Следовательно, для насосов, применяемых в системах водоснабжения и водоотведения, практическое значение имеет лишь одна из этих прямых (линия *I*) — теоретическая характеристика $Q_т$ — $H_т$, соответствующая работе насоса без учета потерь в нем.

Для получения действительной характеристики насоса необходимо внести поправки на гидравлические потери (в проточной части насоса), объемные и механические, а также на конечное число лопаток.

Теоретический напор при конечном числе лопаток $H'_т$ будет меньше теоретического напора при бесконечном числе лопаток $H_т$. Уменьшение теоретического напора учитывается поправочным коэффициентом на конечное число лопаток k, значение которого меньше 1. Поэтому прямая теоретической характеристики $Q'_т - H'_т$ (прямая *а*), учитывающая поправку на конечное число лопаток, понизится и отсечет на оси H отрезок $H'_т=kH_т$, или $H'_т=ku^2/g$.

Прямая *I* и прямая *а* (см. рис. 3.2) пересекаются на оси Q, если принять, что коэффициент k не зависит от подачи, или ниже оси Q, если он зависит от подачи. Потери сопротивления протеканию жидкости при турбулентном движении практически можно считать пропорциональными квадрату подачи, т. е. $h_п=SQ^2$. Таким образом, графически потери от трения в каналах изображаются квадратичной параболой с вершиной в начале координат (см. рис. 3.2, кривая *б*). Откладывая значения этих потерь вниз от линии *а*, получим кривую *б*.

Потери на удар при входе жидкости на лопатки или в направляющий аппарат вызываются резким изменением направления средней скорости. Для расчетной подачи $Q_р$ углы наклона лопаток при входе и выходе из колеса или направляющего аппарата подбирают таким образом, чтобы не было потерь от удара, т. е. чтобы $h_{уд}=0$. При отклонении подачи Q_x от расчетной $Q_р$ появляются потери на удар, которые возрастают пропорционально квадрату отклонения подачи:

$$h_{уд}=k'(Q_x-Q_р)^2.$$

Графически этому уравнению соответствует параболическая кривая с вершиной в точке безударного входа $h_{уд}=0$ при $Q_x=Q_р$ (см. рис. 3.2, кривая *в*).

В соответствии с уравнением Бернулли для увеличения статического (полезного) напора насоса скорость потока у выходного патрубка необходимо значительно уменьшить. Из законов гидродинамики жидкости известно, что всякое изменение скорости потока сопровождается потерями, прямо пропорциональными квадрату потерянной скорости.

При построении кривой *в* не принимались в расчет утечки воды через зазоры. Если учитывать эти утечки, то полученные напоры H будут соответствовать меньшим фактическим подачам насоса и действительная характеристика $Q-H$ (кривая *г*) несколько сместится влево. Так как утечка в современных конструкциях центробежных насосов не превышает 2—5 %, то ее влияние дает незначительное смещение характеристики.

К механическим потерям относятся потери на трение дисков колеса о жидкость и потери тре-

ния в подшипниках и сальниках. Эти параметры почти не влияют на характеристику насоса, поэтому мы их здесь не рассматриваем.

Теоретическое построение характеристик насосов по заданным размерам встречается с большими трудностями. Исследования, проведенные во ВНИИгидромаше, показывают, что строить теоретическую характеристику лучше всего комбинированным способом: по расчетному направлению касательной в точке оптимального значения КПД и по точке холостого хода, полученной сопоставлением относительной характеристики колеса такой же конструкции и с таким же значением коэффициента быстроходности n_s. Однако и в этом случае фактическая характеристика не получается вследствие большого числа факторов, которые не поддаются точному определению и которыми приходится задаваться. Ввиду этого на практике отдают предпочтение опытным характеристикам, получаемым при испытании насосов.

§ 15. Способы получения характеристик насосов

Основная трудность в получении характеристик насосов расчетным путем заключается в выборе коэффициентов потерь, влияющих на подачу и напор насоса. Поэтому при расчете режима работы насоса пользуются опытными характеристиками, которые получают при испытаниях насосов. Насосы, изготовляемые насосостроительными заводами Советского Союза, подвергаются испытаниям в соответствии с ГОСТ 6134—71. Мелкие и средние насосы испытываются на заводском испытательном стенде, крупные насосы допускается испытывать на месте эксплуатации при частоте вращения, отличающейся от номинальной не более чем на 5 %.

На основании опытных измерений подачи и напора на входе и выходе, а также потребляемой мощности и вакуумметрической высоты всасывания вычисляют напор, приведенный к оси насоса, полезную мощность и коэффициент полезного действия насоса при постоянной частоте вращения. Полученные значения напора, мощности, коэффициента полезного действия и допустимого кавитационного запаса для ряда значений подачи можно представить в виде системы точек в координатах H, N, η, $\Delta h_{доп}$ и Q (рис. 3.3, *а*). Соединяя соответствующие точки плавными линиями, получаем графически выраженные зависимости рассматриваемых параметров от подачи насоса при постоянной частоте вращения для данного диаметра рабочего колеса.

Полученные кривые $Q-H$, $Q-N$, $Q-\eta$ и $Q-\Delta h_{доп}$ называются энергетическими характеристиками центробежного насоса и вписываются в паспорт насоса. Из рис. 3.3, *а* видно, что

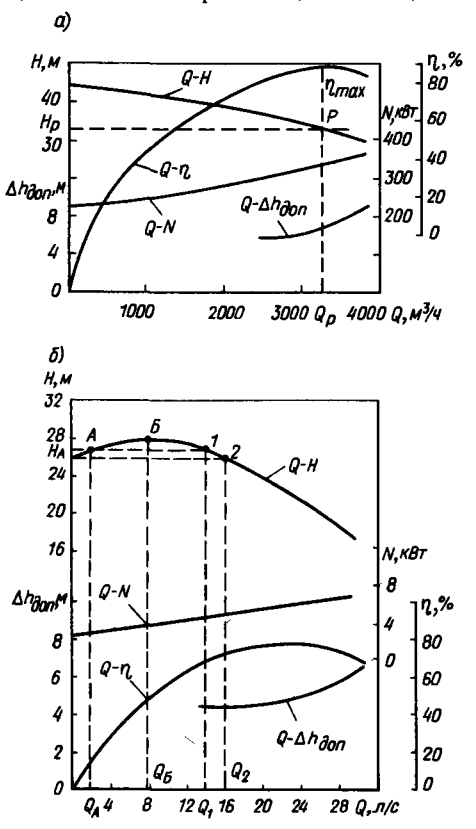


Рис 3.3 Рабочие характеристики центробежных насосов

а—стабильная *б*—восходящая

максимальному значению КПД соответствует подача $Q_р$ и напор $H_р$ (расчетные параметры). Точка P характеристики $Q-H$, отвечающая максимальному значению КПД, называется *оптимальной режимной точкой*.

Из теоретической зависимости H от Q следует, что с уменьшением подачи напор возрастает и при подаче, равной нулю, т. е. при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, достигает максимального значения. Однако испытания показали, что некоторые насосы развивают максимальный напор после открытия задвижки, т. е. напор возрастает при начальном увеличении подачи, а затем падает. Графическая характеристика (рис. 3.3, *б*) имеет восходящую ветвь от Q_0 до $Q_Б$. Такие графические характеристики называются восходящими. Из рис. 3.3, *б* видно, что напору H_A соответствуют две подачи Q_A и Q_1. Изменение подачи насоса наступает внезапно, сопровождается сильным шумом и гидравлическими ударами, сила которых зависит от диапазона изменения подачи и длины трубопровода. Работа насоса в пределах подачи от нуля до Q_2 называется *областью неустойчивой работы*.

Характеристики, не имеющие возрастающей ветви, называются *стабильными*. Режим работы насосов, имеющих стабильную рабочую характеристику $Q-H$, протекает устойчиво во всех точках кривой. Форма характеристики $Q-H$ зависит от коэффициента быстроходности насоса n_s (см. §11), чем больше коэффициент быстроходности, тем круче кривая $Q-H$.

При стабильной пологой характеристике напор насоса даже при значительном изменении подачи изменяется незначительно. Насосы с пологими характеристиками целесообразно применять в системах, где при постоянном напоре требуется регулирование подачи в широких пределах, например в безбашенной системе водоснабжения.

Насосы со стабильной крутопадающей характеристикой целесообразно применять в системах со значительными колебаниями напора при необходимости сохранения по возможности постоянной подачи, например, на насосных станциях I подъема из поверхностных источников водоснабжения (на нерегулируемых реках).

Насосы с восходящими характеристиками рекомендуется применять в системах, где подача не снижается до Q_2 (до подачи, соответствующей напору при закрытой задвижке).

Крутизну кривой $Q-H$ можно оценить по отношению

$$k = \frac{H_0 - H_x}{H_x} 100,$$

где H_0 — напор насоса при работе с закрытой задвижкой; H_x — напор насоса при максимальном КПД.

Пологая характеристика обычно имеет крутизну 8—12 %, крутопадающая 25—30 %.

Е. А. Прегер на основании анализа характеристик $Q-H$ составил уравнение, дающее аналитическую зависимость между параметрами Q и H:

$$H = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2.$$

Ограничиваясь лишь рабочей частью характеристик $Q-H$, можно упростить указанное уравнение, а именно:

для насосов чистой воды

$$H = a - bQ^2,$$

а для насосов сточных вод

$$H = a - bQ.$$

Приведенные уравнения справедливы в пределах, где рабочие характеристики $Q-H$ могут быть приняты за прямую или квадратичную кривую. Коэффициенты a и b постоянны и их значения установлены для выпускаемых типоразмеров насосов.

§ 16. Изменение характеристик насосов при изменении частоты вращения и геометрических размеров рабочего колеса

В производственных условиях часто возникает необходимость пересчета паспортных характеристик, установленных при частоте вращения n, для перехода на другую частоту вращения рабочего колеса n_1 при $D_2 = \text{const}$ (например, по условиям комплектования с электродвигателем). Так как диаметр рабочего колеса по наружному обводу остается постоянным, отношение $D_2/D_2' = 1$. Тогда из закона подобия центробежных насосов имеем (см § 11):

$$Q/Q_1 = n/n_1; \quad (3.3)$$

$$H/H_1 = (n/n_1)^2; \quad (3.4)$$

$$N/N_1 = (n/n_1)^3. \quad (3.5)$$

Полученные выражения называются законом пропорциональности. Высота всасывания насоса при работе его с частотой вращения n_1 определяется по уравнению:

$$H_{в1} = 10 - [10 - H_в(n_1/n)^2],$$

где $H_в$ и $H_{в1}$ — допускаемая вакуумметрическая высота всасывания при частотах вращения n и n_1.

Установленный закон пропорциональности позволяет по одной опытной характеристике $Q - H$ построить ряд характеристик насоса в широком диапазоне изменения частоты вращения.

Исключая из уравнений (3.3) и (3.4) частоту вращения, получим:

$$H_1 = Q_1^2 H/Q^2 = \text{const} Q_1^2,$$

т. е. уравнение параболы с вершиной в начале координат, проходящей через точку A с координатами Q_A и H_A. Парабола $0A_iA_2A_1A$ (рис. 3.4, *а*) представляет собой геометрическое место точек, определяющих режимы работы насоса, подобных режиму в точке A, и называется параболой подобных режимов.

Очевидно, что пересчет координат точки A по закону пропорциональности для любой другой частоты вращения приведет к точкам на параболах подобных режимов. Следовательно, пересчет всякой другой точки B, C, ... характеристики $Q - H$ при частоте вращения n на частоту вращения n_1, n_2, ..., n_i даст точки B_1, B_2, ..., B_i; C_1, C_2, ..., C_i и т. д., которые расположатся соответственно на параболах $0B_i$ ... B; $0C_i$ ... C. Соединяя точки A_1, B_1, C_1, ... плавной кривой, получаем характеристику $Q_1 - H_1$ насоса для частоты вращения n_1. Повторяя подобные операции для точек A_2, B_2, C_2, ..., A_i, B_i, C_i, получим соответственно характеристики $Q_2 - H_2$, ..., $Q_i - H_i$ (см. рис. 3.4, *а*).

Параболы подобных режимов являются линиями постоянного КПД. В действительности насос не сохраняет постоянства КПД, так как с увеличением n возрастают скорости потока и пропорционально квадратам скоростей гидравлические потери в проточной части насоса. С другой стороны, механические потери сказываются сильнее при малых значениях n, т. е. когда мощность насоса мала. Оптимального значения КПД достигает при расчетном значении n_0. При других n, меньших или больших n_0, КПД будет уменьшаться по мере увеличения отклонения n от n_0.

Отмечая на полученных характеристиках $Q - H$, $Q_1 - H_1$, ..., $Q_i - H_i$ точки с равными значениями КПД и соединяя их плавными кривыми, получаем так называемую универсальную характеристику (см. рис. 3.4, *б*). Из рис. 3.4, *б* видно, что максимальное значение КПД обеспечивают двигатели с частотой вращения 1450 мин^{-1}.

Универсальная характеристика позволяет наиболее полно исследовать работу насоса при переменных частоте вращения, КПД и мощности насоса для любой режимной точки.

Необходимо отметить, что режим работы насоса с пониженной частотой вращения допускается, но повышение частоты вращения больше чем на 10—15 % должно быть согласовано с заводом-изготовителем.

Требования потребителей по подаче и напору чрезвычайно разнообразны и экономически нецелесообразно изготовлять насосы для

каждого расчетного случая. Для увеличения области применения насоса в практике проектирования и эксплуатации насосных станций применяют срезку рабочего колеса насоса, т. е. уменьшают диаметр рабочего колеса по внешнему обводу D_2, сохраняя $b_2 = \text{const}$.

Подачу $Q_{ср}$ и напор $H_{ср}$ насоса, имеющего срезанное рабочее колесо диаметром $D_{ср}$, можно определить по уравнениям закона подобия центробежных насосов (2.60), зная подачу Q и напор H насоса при номинальном (несрезанном) рабочем колесе диаметром D_2.

Из закона подобия при условии, что частота вращения $n = \text{const}$ и ширина колеса $b_2 = \text{const}$, получим:

$$H_{ср}/H = (D_{ср}/D)^2,\ Q_{ср}/Q = (D_{ср}/D)^2 \qquad (3\,6)$$

Экспериментальная проверка полученных равенств показывает, что для центробежных насосов, имеющих коэффициент быстроходности $n_s < 150$, лучшее соответствие расчетных величин $Q_{ср}$ и $H_{ср}$ опытным данным получается при расчете величины срезки колеса по формулам:

$$H_{ср}/H = (D_{ср}/D)^2,\ Q_{ср}/Q = D_{ср}/D \qquad (3\,7)$$

Исследуем изменение режимных точек работы насоса при срезке рабочего колеса насоса. Из уравнений (3.6) следует, что

$$D^2/H = D_{ср}^2/H_{ср} = k_1 = \text{const},\ D^2/Q = D_{ср}^2/Q_{ср} = k = \text{const},$$

откуда

$$k_1 H = k_2 Q$$

Принимая $k_2/k_1 = k$, получим: $H = kQ$.

Следовательно, перемещение режимных точек в координатах $Q - H$ при уменьшении диаметра рабочего колеса насоса происходит по прямым линиям I (рис. 3.5), проходящим через начало координат, т. е. точка 1 с параметрами Q_1 и H_1 перемещается в положение 2 с параметрами Q_2 и H_2.

Проводя аналогичные исследования равенств (3.7), получим: $H = kQ^2$, т. е. уравнение квадратичной параболы.

Таким образом, при расчете срезки рабочего колеса по уравнениям

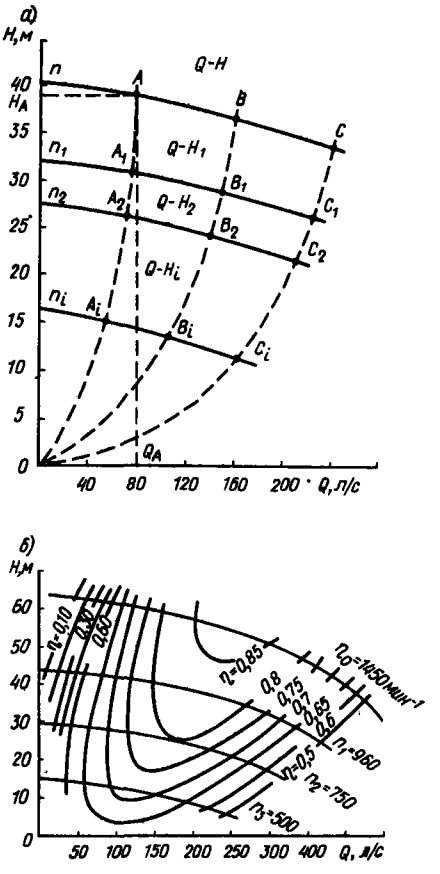


Рис. 3 4. Характеристики центробежных насосов
а—при изменении частоты вращения; *б*—универсальная

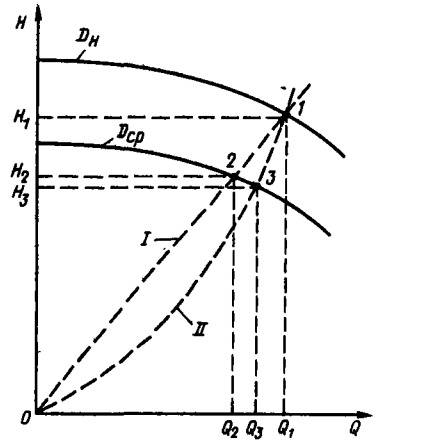


Рис. 3.5. Изменение положении режимной точки при срезке рабочего колеса

(3.7) режимные точки перемещаются по квадратичным параболам *II* с вершинами в начале координат (см. рис. 3.5), т. е. точка *1* перемещается в положение *3*.

Изменение КПД насоса можно рассчитать по формуле Муди, которая применяется в гидротурбостроении для расчета оптимального значения полного КПД $\eta_н$ натуры по значению КПД $\eta_м$ модели:

$$\eta_{ср} = 1 - (1 - \eta)(D/D_{ср})^{0,25}$$

Экспериментальное исследование $\eta_{ср}$ показывает, что при срезке колеса КПД изменяется незначительно в зависимости от коэффициента быстроходности. С достаточной степенью точности можно принять, что КПД насоса уменьшается на 1 % на каждые 10 % срезки колеса с коэффициентом быстроходности $n_s = 60 \div 200$ и на 1 % на каждые 4 % срезки при $n_s = 200 \div 300$.

В зависимости от коэффициента быстроходности рекомендуются следующие пределы срезки колес:

$60 < n_s < 120$ . .	20—15%
$120 < n_s < 200$	15—11%
$200 < n_s < 300$	11— 7%

В техническом паспорте насоса указываются характеристики Q—H насоса для номинального размера рабочего колеса, например для насоса Д320-50, $D_н = 405$ мм и рекомендуемой величины срезки его $D_{ср} = 340$ мм (штрихпунктирная линия; рис. 3.6). Однако режимная точка *A* (предположим с расчетными параметрами $Q = 80$ л/с и $H = 44$ м) может не совпасть с указанными характеристиками, и тогда необходимо произвести расчет срезки колеса в таких пределах, чтобы характеристика $Q_{ср} - H_{ср}$ срезанного колеса прошла через точку *A*.

Пример 3.1. Построим характеристику $Q_{ср} - H_{ср}$, принимая во внимание, что коэффициент быстроходности насоса Д320-50 $n_s = 60$

Решение Воспользуемся формулами (3.7) и построим параболу подобных режимов, проходящую через точку *A*.

$$Q/Q_{ср} = D/D_{ср},\ Q/80 = 405/D_{ср};$$
$$H/H_{ср} = (D/D_{ср})^2,\ H/44 = (405/D_{ср})^2,$$
$$(Q/80)^2 = H/44,\ H = 44(Q/80)^2$$

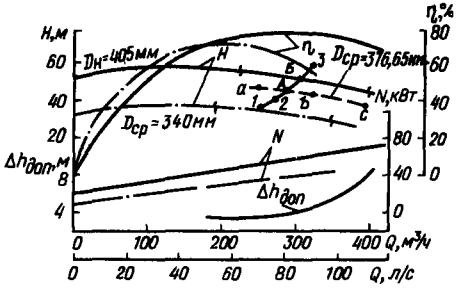


Рис 3.6. Характеристика насоса Д320-50 ($n = 1450$ мин$^{-1}$) при срезке рабочего колеса

Таблица 3.1

№ точки	Q	$Q/80$	$(Q/80)^2$	H
1	70	0,875	0,766	33,69
A	80	1	1	44
3	90	1,125	1,265	55,69

Таблица 3.2

№ точки	Q	H	$Q_{ср}$	$H_{ср}$
a	75	55	70,2	47,6
A	86	52	80	44
b	96	50	90,21	42,4
c	118	45	109,75	38,9

Для вычисления H зададимся произвольно подачей Q (результаты вычислений приведены в табл 3.1)

По принятым Q и вычисленным H строим параболу подобных режимов (см. рис. 3.6, кривая *1—3*) Точка *Б* пересечения параболы с кривой $Q - H$, соответствующей необточенному колесу диаметром $D_н = 405$ мм, есть та точка, которая при срезке колеса переходит в точку *A* По рис 3.6 определяем координаты точки *Б* $Q = 86$ л/с. Отсюда имеем:

$86/80 = 405/D_{ср}$, $D_{ср} = 405 \cdot 80/86 \approx 376,65$ мм

Срезка колеса составляет $405 - 376,65 = 28,35$ мм, или 7 % Поскольку КПД насоса уменьшается на 1 % при срезке до 10 %, то в данном случае КПД уменьшится приблизительно на 0,7 % Определив диаметр срезанного колеса, можно построить характеристику $Q_{ср} - H_{ср}$

$$Q_{ср} = QD_{ср}/D,\ H_{ср} = H(D_{ср}/D)^2,$$
$$D_{ср}/D = 376,6/405 = 0,93;\quad (D_{ср}/D)^2 = 0,93^2 = 0,8649$$

Принимая произвольно Q в пределах рабочей части характеристики насоса и оп-

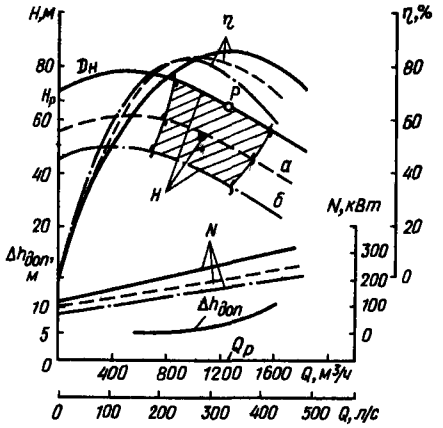


Рис. 3.7. Характеристика насоса Д1250-65

ределяя соответствующие ей H по кривой $Q-H$ (при $D_н=405$ мм, см рис 3 6), вычисляем координаты $Q_{ср}$ и $H_{ср}$ (результаты вычислений сведены в табл 3 2).

По данным табл 3 2 строим характеристику $Q_{ср}-H_{ср}$ (кривая $aAbc$)

Оптимальный КПД насоса соответствует его расчетным подаче $Q_р$ и напору $H_р$, поэтому насос следует подбирать таким образом, чтобы рабочая подача соответствовала максимальному или близкому к максимальному значению КПД. Желательно, чтобы отклонения КПД насоса, выбранного для заданного режима работы, составляли не более 5—10 % от максимального КПД.

Пространство (на рис. 3.7 заштриховано), заключенное между характеристиками $Q-H$ при номинальном размере колеса и $Q_{ср}-H_{ср}$ при максимально допустимой срезке колеса (линия *б*) и извилистыми линиями, соответствующими подачам в пределах рекомендуемых отклонений КПД, называется *полем насоса* — рекомендуемая область применения насоса.

В каталогах-справочниках приводятся сводные графики полей насосов. По этим графикам удобно подбирать насос на заданный режим работы (см. приложения III—XVII).

§ 17. Неустановившиеся и переходные режимы работы насосов

В соответствии с уравнением (3.1) напор насоса $H\to H_{макс}$ при $Q\to 0$. Однако практика эксплуатации тихоходных и некоторых нормальных насосов (см. табл. 2.2), имеющих восходящую характеристику, показывает что напор насоса имеет максимальное значение при $Q\neq 0$. При работе насоса в зоне неустойчивой работы (см. рис. 3.3, *б*) наблюдается пульсация напора и подачи, т. е. неустановившийся режим работы насоса — помпаж. Помпажный режим работы часто приводит к возникновению гидравлического удара в сети. Такие насосы обеспечивают устойчивую работу системы при условии $H_г<H_0$ (где $H_г$ — геометрическая высота подъема воды; H_0 — напор насоса при $Q=0$).

Рассмотрим совместную работу насоса Д1250-125 (имеющего восходящую характеристику) и водоводов с характеристикой $Q-H_{тр}$. Пусть характеристика $Q-H_{тр}$ пересекает характеристику $Q-H$ насоса в двух точках: A на восходящей ветви и $Б$ на падающей ветви (рис. 3.8). В обеих режимных точках имеются все условия материального и энергетического равновесия системы «насос — водоводы». При увеличении подачи на величину ΔQ_A вследствие кратковременного понижения требуемого напора в водоводах $H_{тр}$ возникает отрицательная разность напоров $\Delta H=H_{тр}-H<0$.

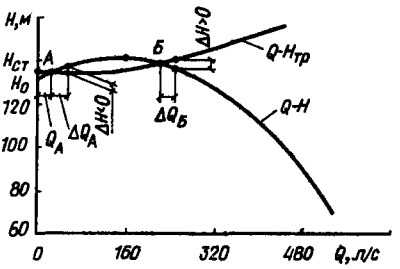


Рис. 3.8. График неустойчивой работы системы «насос—трубопровод»

Избыток в системе напора H по сравнению с требуемым $H_{тр}$ вызывает увеличение кинетической энергии жидкости в системе, скорость движения и подача возрастают, что ведет к отклонению системы от равновесия в точке A и затем к выпадению системы из равновесия.

Предположим, что система «насос — водоводы» работает в режиме $Б$. При увеличении подачи на величину $\Delta Q_Б$ возникает положительная разность напоров: $\Delta H = H_{тр} - H > 0$.

Недостаток в системе напора H по сравнению с требуемым $H_{тр}$ может быть компенсирован только за счет кинетической энергии жидкости в системе. Скорость движения жидкости при уменьшении H падает, подача уменьшается, в результате чего достигается равновесие системы.

Следовательно, критерием устойчивой работы системы является знак разности напора ΔH при увеличении подачи. Математическим критерием устойчивой работы в режимной точке является выполнение неравенства

$$dH_{тр}/dQ \geq dH/dQ.$$

Неустановившийся режим работы насоса недопустим по соображениям надежности работы всей системы, поэтому при выборе насоса нужно стремиться к тому, чтобы заданный режим работы насоса лежал в поле рекомендуемой работы насоса.

В настоящее время в СССР уделяется большое внимание разработке конструкций насосов с $n_s < 100$ для получения непрерывно падающих, т. е. стабильных характеристик.

ГЛАВА 4. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ И СЕТИ

§ 18. Характеристика трубопровода и фактическая подача насоса

Подача центробежного насоса зависит от напора и, следовательно, в значительной степени от гидравлического сопротивления водоводов и сети движению жидкости, определяемого их диаметром. Поэтому система «насос — трубопроводы» должна рассматриваться как единая система, а выбор насосного оборудования и трубопроводов должен решаться на основании расчета совместной работы составляющих элементов системы.

Совместная работа насосов и сети характеризуется точкой материального и энергетического равновесия системы. Для определения этой точки необходимо вычислить энергетические затраты в системе «водоводы — сеть» $Q_р$ и $H_{тр}$. Совместная работа насосов и трубопроводов связана следующими зависимостями:

$$H = f(Q_р),\ h_б = G(Q_{р\,q}),\ h = j(Q),$$

где Q — расчетный расход в трубопроводе; $Q_р$ — подача воды насосом, q — расход воды в системе; H — напор насоса, $h_б$ — уровень воды в баке водонапорной башни; h — гидравлическое сопротивление водоводов и сети

Аналитический расчет режимной точки работы насоса довольно трудоемкий процесс, так как приходится оперировать четырьмя переменными величинами $Q_р$, H, q и h, которые находятся между собой в функциональной зависимости.

При расчете системы «насос — водопроводная сеть» используют метод последовательного приближения или производят расчет на электронно-вычислительных машинах. Однако эти вычисления не дают наглядности, и анализ работы насоса весьма затруднен. В практике гидравлического расчета насосных станций и при анализе режимов работы насосов широко применяется метод графо-аналитического расчета совместной работы системы «насосы — сеть».

Насосы в системе работают в соответствии с характерной для них зависимостью между Q и H, т. е. график работы насоса определяется его характеристикой $Q - H$.

Для построения графической характеристики системы подачи и распределения воды воспользуемся известными уравнениями гидравли-

ки. Требуемый напор в системе равен сумме геометрической высоты подъема жидкости и потерь напора:

$$H_{тр}=H_г+h_{w\,вс}+h_{w\,н}+h_{w.в}+h_{w\,s}, \quad (4.1)$$

где $H_г$ — геометрическая высота подъема жидкости; $h_{w\,вс}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе; $h_{w.н}$ — то же, в напорных коммуникациях насосной станции; $h_{w\,в}$ — то же, в напорных водоводах от насосной станции до точки присоединения к сети; $h_{w.с}$ — то же, в магистральной сети.

Потери напора в трубопроводах складываются из потерь на преодоление трения при движении жидкости по трубопроводу h_l и потерь на преодоление сопротивлений в его фасонных частях (местных сопротивлений) $h_м$, т. е.

$$h_w=h_l+h_м. \quad (4.2)$$

Гидравлические потери по длине трубопровода могут быть определены по формуле

$$h_l=\lambda\frac{l}{D}\frac{v^2}{2g} \quad \text{или} \quad h_l=k\frac{Q^2l}{D^5},$$

где l — длина трубопровода, м; D — расчетный внутренний диаметр трубы, м; v — средняя скорость движения воды, м/с; Q — подача, м^3/с, q — ускорение свободного падения, м/с^2; λ и k — коэффициенты потерь напора.

Для определения потерь напора в трубопроводе при построении его характеристики $Q-H$ удобно воспользоваться формулой

$$h=SQ^2, \quad (4.3)$$

где $S=S_0l$ — сопротивление трубопровода; S_0 — удельное сопротивление (см. приложение II).

Исследования Ф. А. Шевелева показали, что пропорциональность сопротивлений квадрату подачи при движении воды по трубам со скоростью менее 1,2 м/с нарушается и в значение удельных сопротивлений необходимо вводить поправку[1].

Диаметры труб, фасонных частей и арматуры следует принимать на основании технико-экономического расчета, исходя из скоростей движения воды в пределах, указанных в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Диаметр труб, мм	Скорость в трубопроводе, м/с	
	всасывающем	напорном
До 250	0,6—1	0,8—2
250—800	0,8—1,5	1—3
Более 800	1,2—2	1,5—4

Местные сопротивления вычисляются по формуле

$$h_м=\Sigma\zeta\frac{v^2}{2g},$$

где ζ — коэффициент местных сопротивлений (приложение I), v — средняя скорость движения жидкости по трубопроводу.

Значения потерь напора в коммуникациях насосной станции, вычисленные по формуле (4.2), весьма значительно расходятся с экспериментальными данными. Исследования гидравлических сопротивлений в коммуникациях насосной станции показывают, что отклонение фактических потерь напора от расчетных зависит от вида и взаимного расположения местных сопротивлений и расстояния между ними, изготовления фасонных частей, способа соединения трубопровода и фактического диаметра коммуникаций. На основании исследований, проведенных во ВНИИВодгео и МИСИ им. В. В. Куйбышева, рекомендуется определять величины потерь напора в местных сопротивлениях методом наложения.

В напорных водоводах и сетях магистральных трубопроводов обычно определяют только потери напора на трение по длине трубопровода, так как местные потери в фасонных частях и арматуре в этих сетях относительно малы. Однако последние исследования показали, что местные сопротивления следует учитывать, принимая их в размере 5—10 % потерь по длине.

При построении графической характеристики $Q-H_{тр}$ сложной системы «насос — водоводы — сеть» удобно пользоваться формулой

$$H=H_г+(S_в+S_с)Q^2, \quad (4.4)$$

[1] **Ф. А. Шевелев.** Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных и пластмассовых водопроводных труб. 4-е изд.—М.: Стройиздат, 1983.

где $S_в$ и $S_с$ — приведенные сопротивления водовода и сети.

Приведенное сопротивление водовода

$$S_в = S_0 l / m^2,$$

где m — количество водоводов

Приведенное сопротивление сети

$$S_с = \sum h_{w\,с} / Q_р^2,$$

где $\sum h_{w,с}$ — суммарная потеря напора, $Q_р$ — расчетный расход воды в сети, при котором определена $\sum h_{w\,с}$.

На основании формулы (4.4) напор насоса можно выразить как функцию подачи:

$$H = H_г + S_{вс} Q^2 + S_н Q^2, \qquad (4.5)$$

или

$$H - S_{вс} Q^2 = H_г + S_н Q^2, \qquad (4.6)$$

где $S_{вс}$ и $S_н$ — приведенные сопротивления всасывающего и напорного трубопровода.

Из формулы (4.6) следует, что напор в точке выхода жидкости из насоса равен напору, развиваемому насосом и уменьшенному на величину потерь во всасывающем трубопроводе.

Графическая характеристика насоса $Q-H'$ (рис. 4.1), построенная с учетом потерь во всасывающем трубопроводе, называется приведенной характеристикой. Для построения графической характеристики всасывающего трубопровода воспользуемся уравнением (4.2). При заданном расчетном расходе $Q_р$ определим $h_{w,\,вс,\,р}$, которые можно выразить как функцию подачи:

$$h_{w\ вс,\ р} = S_{вс} Q^2. \qquad (4.7)$$

Задаваясь подачей Q_x, получим:

$$h_{w\ вс,x} = S_{вс} Q_x^2. \qquad (4.8)$$

Разделив почленно левые и правые части равенства (4.7) и (4.8), получим:

$$h_{w,\ вс,\ x} = h_{w,\ вс,\ р} (Q_x/Q_р)^2. \qquad (4.9)$$

Приняв ряд значений Q_1, Q_2, ..., Q_i, из уравнения (4.9) определяем $h_{w,\ вс,\ 1}$, $h_{w,\ вс,\ 2}$, ..., $h_{w,\ вс,\ i}$. В координатной сетке $Q—H$ от линии $H_г$ отложим ординаты $h_{w,\ вс,1}$, $h_{w,\ вс,\ 2}$, ..., $h_{w,\ вс,\ i}$ для соответствующих подач Q_1, Q_2, ..., Q_i. Соединяя точки плавной кривой, получим параболическую кривую, т. е. графическую характеристику $Q-H_{вс,тр}$ всасывающего трубопровода (см. рис. 4.1). Вычитая ординаты кривой $Q-H_{вс,тр}$ из ординат кривой $Q-H$ насоса и соединяя найденные точки плавной кривой, получим характеристику $Q-H'$ насоса, приведенную к точке входа жидкости в насос и исправленную на потери во всасывающем трубопроводе.

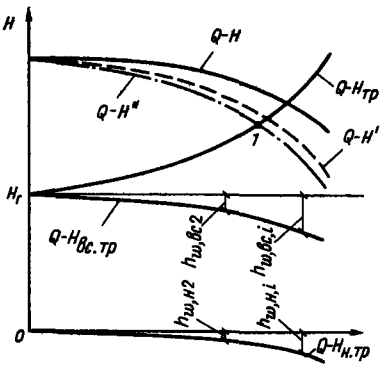


Рис 4 1. Приведенная характеристика центробежного насоса

Подобные расчеты можно произвести и для напорных коммуникаций насосной станции. Введя поправку $h_{w,\,н}$ в приведенную характеристику $Q-H'$ на потери в напорных коммуникациях, получим характеристику $Q-H''$, приведенную к точке выхода напорных водоводов с насосной станции.

Аналогично можно построить графическую характеристику системы «водоводы — сеть»:

$$h_{w,\ в-с\ x} = h_{w\ в-с\ р} (Q_x/Q_р)^2,$$

где $h_{w\ в-с,\ р} = (S_в + S_с) Q_р^2$.

Складывая полученные значения $h_{w,\ в-с,\ 1}$, $h_{w,\ в-с,\ 2}$, ..., $h_{w\ в-с,\ i}$ для ряда принятых подач Q_1, Q_2, ..., Q_i с геодезической высотой подъема воды, получим графическую характеристику системы «водоводы — сеть» $Q-H_{тр}$, имеющую форму параболы с вершиной на оси ординат. Вершина параболы имеет координаты $Q=0$ и $H=H_г$. Точка *1* (см. рис. 4.1) пересечения характеристики насоса $Q-H''$ с характеристикой системы $Q-H_{тр}$ является режимной точкой работы насоса. Координаты этой точки $Q=Q_1$ и $H=H_1$ соответствуют фактической подаче и фактическому требуемому напору при работе насоса на систему «водоводы — сеть».

§ 19. Регулирование работы насосов

Регулированием работы насоса называется процесс искусственного изменения характеристики трубопровода или насоса для обеспечения работы насоса в требуемой режимной точке, т. е. для сохранения материального и энергетического баланса системы.

С развитием и укрупнением систем водоснабжения и канализации возрастает необходимость регулирования подачи насосных станций, поскольку они являются одним из крупнейших энергопотребителей. Кроме того, поддержание требуемого напора в сети приводит к уменьшению утечек и аварий на трубопроводах. В связи с этим в современном насосостроении разрабатываются способы плавного регулирования параметров насосов

Работа системы «насос — сеть» регулируется изменением характеристики сети, частоты вращения рабочего колеса насоса, геометрии проточных каналов насоса и кинематики потока на входе в рабочее колесо. Одним из наиболее распространенных методов изменения характеристики сети является способ дросселирования задвижкой, установленной на напорной линии насоса. Установки дополнительного оборудования в этом случае не требуется, что является основным достоинством данного способа.

Дроссельное регулирование заключается во введении добавочного сопротивления в напорный трубопровод системы, благодаря чему характеристика $Q-H$ сети поднимается более круто $Q-H'_{тр}$ (рис. 4.2) и пересекает характеристику насоса в режимной точке *2*, соответствующей требуемой подаче Q_3. При этом требуемый напор в системе равен H_3, а насос развивает напор H_2. Следовательно, энергия $N=Q_3p$, где $p=H_2-H_3$, теряется вследствие увеличения местного сопротивления в задвижке.

Полезная мощность насоса для обеспечения работы в точке *3*

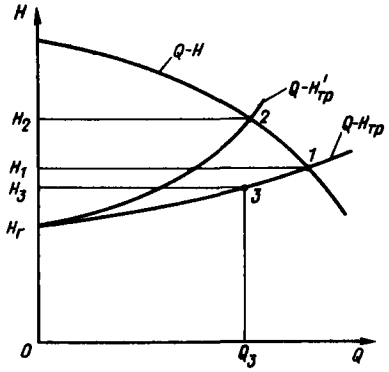


Рис. 4 2. Характеристика системы «насос—сеть» при регулировании работы дросселированием

$$N_3=\rho g Q_3 H_3/102.$$

Затрачиваемая мощность насосной установки в этом случае

$$N=\rho g Q_3 H_2/102\eta_{н3}.$$

Тогда КПД насосной установки

$$\eta_н=N_3/N=\eta_{н3}H_3/H_2,$$

откуда видно, что КПД насосной установки уменьшается с увеличением разности между напором, развиваемым насосом, и напором, требуемым в сети.

Из-за существенных недостатков (неэкономичность и возможность регулирования только в сторону уменьшения подачи) способ дроссельного регулирования можно применять только на имеющих плавную характеристику небольших насосных агрегатах, где регулирование требуется в течение короткого времени.

Для устранения неустойчивой работы насосов применяют регулирование подачи насоса перепуском жидкости из напорной линии во всасывающую. Наиболее часто такое регулирование применяется в осевых насосах, у которых кривая мощности снижается с увеличением подачи. Перепуск жидкости во всасывающий трубопровод улучшает кавитационные качества насоса, но наличие циркуляции снижает КПД системы, требует устройства циркуляционного трубопровода и установки дополнительной арматуры, что усложняет коммуникации трубопроводов в помещении насосной станции. Поэтому

данный способ не получил распространения в практике городского водоснабжения.

Регулирование подачи впуском воздуха во всасывающий трубопровод является более экономичным, чем дросселирование, но позволяет только ограниченно изменять подачу из-за резкого ухудшения кавитационных качеств насоса. В системах водоснабжения этот способ вообще неприменим, так как нельзя подавать в сеть воду, смешанную с большим объемом воздуха.

Наиболее экономичным является регулирование режима работы насоса изменением частоты вращения рабочего колеса. Изменение частоты вращения ведет к изменению характеристики $Q-H$ насоса таким образом, что точка пересечения кривой Q_i-H_i насоса с характеристикой трубопровода соответствует требуемой подаче Q_x при напоре H_x, т. е. сохраняется материальный и энергетический баланс системы.

Частоту вращения рабочего колеса насоса можно изменять применением двигателей с переменной частотой вращения (электродвигателей постоянного тока, электродвигателей переменного тока с переключением обмотки на различное число пар полюсов, коллекторных электродвигателей, паровых и газовых турбин, двигателей внутреннего сгорания).

На насосных станциях городского и промышленного водоснабжения наиболее широко применяют короткозамкнутые асинхронные электродвигатели, которые не допускают изменения частоты вращения. В этом случае для изменения частоты вращения рабочего колеса насоса можно соединить насос и электродвигатель с помощью регулируемой гидромуфты или электромагнитной муфты скольжения (ЭМС), либо применить асинхронный электродвигатель с вентильно-каскадным преобразователем.

Введением сопротивления (реостата) в цепь фазного ротора асинхронного электродвигателя переменного тока также можно изменять частоту вращения, что дает существенный экономический эффект по сравнению с дроссельным регулированием. При малых мощностях регулирование включением сопротивления достаточно просто и надежно. При больших мощностях приходится включать крупные реостаты, и экономическая эффективность применяемого способа резко снижается. Кроме того, этот способ обладает следующими недостатками: уменьшаются пределы регулирования при малых нагрузках и усложняются конструкции двигателя вследствие добавления колец и щеток для подключения реостата.

При применении асинхронных электродвигателей, имеющих обмотку на статоре, которая переключается во время работы двигателями на различное число пар полюсов, экономическая эффективность регулирования параметров Q и H насосов возрастает. Двигатели этого типа выпускаются двух-, трех- и четырехскоростными.

Наиболее простым способом изменения частоты вращения ротора асинхронного электродвигателя является изменение частоты тока. В настоящее время разработаны частотные приводы с полупроводниковыми преобразователями, применение которых значительно повышает экономическую эффективность регулирования параметров насоса.

Регулирование частоты вращения ротора фазного асинхронного электродвигателя возможно также с помощью каскадного соединения его с другими машинами. Различают два типа каскадного соединения:

электромеханический каскад — энергия скольжения с ротора регулируемого электродвигателя через выпрямитель подается на якорь двигателя постоянного тока и возвращается (за вычетом потерь) на вал регулируемого электродвигателя с помощью механической связи между ними;

электрический каскад — энергия скольжения с ротора регулируемо-

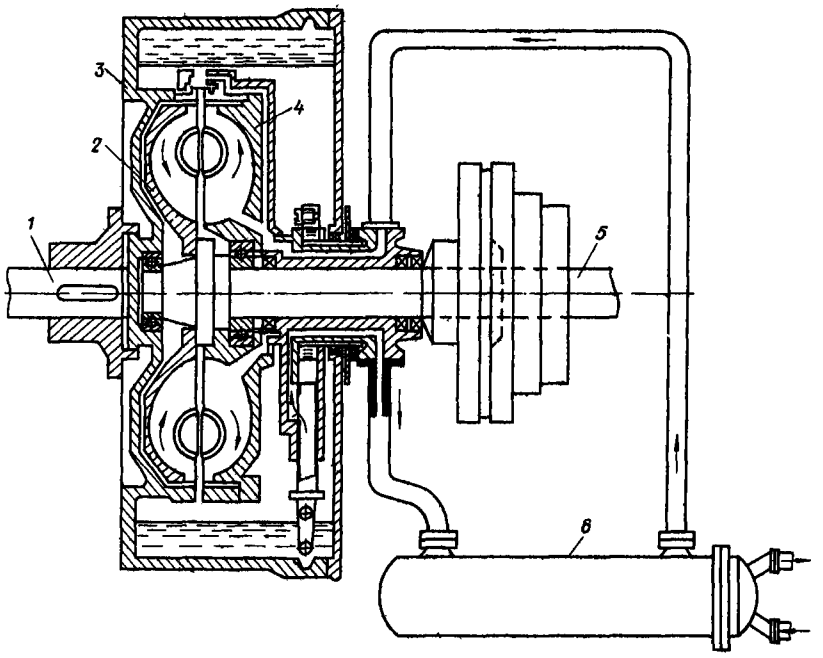


Рис. 4.3 Регулируемая гидромуфта переменного наполнения

1—ведомый вал, *2*—колесо турбины, *3*—корпус *4*—колесо насоса; *5*—ведущий вал, *6*—бак рабочей жидкости

го электродвигателя возвращается непосредственно в электросеть.

Экономическая эффективность этого способа регулирования за последнее время значительно возросла в связи с применением полупроводниковых выпрямителей.

Регулирование частоты вращения рабочего колеса насоса при постоянной частоте вращения ротора электродвигателя можно осуществить с помощью гидродинамической передачи (регулируемой гидромуфты).

Рабочими элементами гидромуфты являются колесо центробежного насоса (рис. 4.3) и колесо турбины, размещенные в общем корпусе и предельно сближенные (зазор 3—10 мм). Рабочее колесо центробежного насоса насажено на ведущий вал (электродвигателя). Колесо турбины закреплено на ведомом валу (валу насоса), соосном с ведущим валом. При вращении ведущего вала рабочая жидкость, находящаяся в каналах колеса насоса, получает приращение механической энергии и передает ее лопаткам колеса турбины. При выходе из колеса турбины рабочая жидкость вновь попадает во всасывающие отверстия колеса насоса, и цикл повторяется. Основным способом регулирования частоты вращения ведомого вала является изменение наполнения рабочего пространства колес гидромуфты жидкостью. Потери в гидромуфте составляют около 2—3 %, поэтому полного равенства между частотой вращения ведущего и ведомого вала быть не может.

Разность частоты вращения ведущего и ведомого валов, отнесенная к частоте вращения ведущего вала, называется скольжением гидромуфты:

$$S=(n_1-n_2)/n_1,$$

где n_1 — частота вращения ведущего вала (двигателя); n_2 — то же, ведомого вала (насоса).

Следовательно, частота вращения ведомого вала

$$n_2=\eta_r n_1,$$

или

$$\eta_r=n_2/n_1. \qquad (4.10)$$

Из выражения (4.10) следует, что потери энергии в гидромуфте увеличиваются с уменьшением передаточного числа, т. е. они увели-

чиваются при возрастании глубины регулирования. Это обстоятельство является недостатком гидравлических муфт. Кроме того, гидравлические муфты конструктивно более сложны, чем насосы, и имеют слишком большие размеры, почти одинаковые с размерами насосов.

Регулирование включением сопротивления в цепь ротора асинхронного электродвигателя и регулирование с помощью гидромуфты экономически равноценны, так как в том и другом случае потери энергии привода прямо пропорциональны передаточному числу (n_2/n_1).

Основным достоинством регулирования частоты вращения с помощью гидромуфт является бесступенчатое, автоматическое и быстрое изменение частоты вращения ведомого вала.

В последнее время созданы новые системы регулируемого электропривода, которые могут быть применены для изменения частоты вращения рабочего колеса центробежного насоса. К ним относятся приводы с электромагнитными муфтами скольжения (ЭМС). Электромагнитная муфта состоит из двух вращающихся частей — индуктора и якоря. Якорь жестко соединен с валом электродвигателя, имеющим постоянную частоту вращения, а индуктор — с валом насоса. Якорь и индуктор максимально сближены и имеют между собой небольшой воздушный зазор. При отсутствии электротока в обмотке индуктора крутящий момент электродвигателя не передается на вал насоса. При включении индуктора возникает электромагнитное поле, под воздействием которого индуктор с некоторым скольжением вращается вслед за якорем и передает крутящий момент от электродвигателя рабочему колесу насоса. Частота вращения индуктора зависит от силы тока возбуждения.

В нашей стране выпускаются асинхронные, панцирные, индукторные и порошковые ЭМС. Анализ механических характеристик и коиструкций ЭМС показывает, что в системах водоснабжения и канализации наиболее приемлемы ЭМС индукторного типа, коэффициент полезного действия которых при полном возбуждении ЭМС составляет 0,98.

Регулирование параметров насоса изменением геометрии проточных каналов применяется в осевых насосах типа ОП (изменение угла установки лопастей рабочего колеса см. в § 2).

Регулирование режима работы насоса изменением кинематики потока на входе в рабочее колесо насоса осуществляется установкой поворотно-лопастного направляющего аппарата у входа в рабочее колесо.

Поворотно-лопастный направляющий аппарат изменяет момент скорости (закрутку) потока на входе в рабочее колесо. При этом закрутка по направлению вращения рабочего колеса (положительная) уменьшает напор насоса, а против вращения (отрицательная) увеличивает напор. Этот способ регулирования допускает изменение подачи на 25 % при понижении напора на 15 % и уменьшении потребляемой мощности на 30 % номинальной. КПД насоса при указанной глубине регулирования снижается на 2—3 %. Регулирование параметров насоса входным направляющим аппаратом наиболее эффективно в системах с малым статическим напором.

На основании анализа работ по регулированию частоты вращения рабочего колеса цетробежного насоса можно сделать следующие выводы:

1. Применение регулируемого привода значительно повышает экономические показатели насосных станций — экономия электроэнергии достигает 10—15 %.

2. Применение регулируемого центробежного насоса позволяет уменьшить число насосов на насосных станциях.

3. На группу из трех-четырех

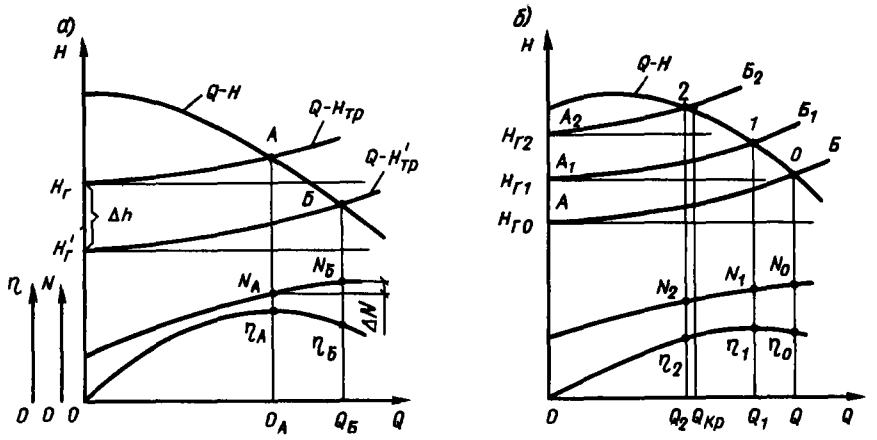


Рис. 4.4 Режимы работы насосов

а—при изменении уровня воды в источнике, б—при повышении уровня воды в баке водонапорной башни

рабочих насосов достаточно иметь один регулируемый насос.

4. Из существующих способов регулирования электропривода следует рекомендовать привод с ЭМС индукторного типа, каскадные приводы различных типов и многоскоростные электродвигатели. Каскадные приводы следует применять для регулирования мощных агрегатов на крупных насосных станциях. На средних и малых насосных станциях более целесообразно применять простые и дешевые приводы с ЭМС индукторного типа и частотные.

5. Применение входных направляющих аппаратов экономически целесообразно и конструктивно осуществимо на крупных насосных агрегатах в системах, где статический напор составляет незначительную часть напора насоса.

§ 20. Влияние гидрологических характеристик водоисточникв и конструктивных особенностей сети на режим работы насосов

Геометрическая высота подъема воды насосов, устанавливаемых на насосных станциях *I* подъема, зависит от разности уровней воды в источнике и в смесителе водопроводных очистных сооружений. Однако уровень воды в поверхностных источниках не остается постоянным и изменяется в зависимости от гидрологического режима источника. Рассмотрим режимы работы насоса при изменениях уровня воды в источнике от минимального до максимального.

На рис. 4.4, *а* приведены характеристики насоса $Q—H$ и характеристика напорного водовода $Q—H_{тр}$ (геометрической высоты подъема $H_г$). Точка A пересечения характеристик насоса и водовода соответствует режиму работы системы «насос — водовод» при минимальном уровне воды в источнике. Координаты точки A должны удовлетворять требуемым подаче Q_A и напору H_A. Потребляемая мощность в этом режиме работы N_A и КПД η_A.

С повышением уровня воды в источнике геометрическая высота подъема $H_г$, равная разности отметок уровней свободных поверхностей воды в источнике и в смесителе, будет уменьшаться, т. е.

$$H_с - H_{унв} > H_с - H_{увв} \text{ и } H_г > H'_г,$$

где $H_с$ — отметка уровня воды в смесителе; $H_{унв}$ — низкий уровень воды в источнике; $H_{увв}$ — высокий (паводковый) уровень воды в источнике

Потери напора в трубопроводе практически остаются постоянными при данном расходе. Из анализа уравнения характеристики тру-

бопровода $H = H_г + SQ^2$ следует, что $H_г$ есть координата вершины квадратичной параболы при $Q = 0$. Следовательно, при уменьшении $H_г$ уменьшается координата вершины характеристики трубопровода на величину повышения уровня воды в источнике, т. е. $\Delta h = H_{увв} - H_{унв}$, а $H'_г = H_с - H_{увв}$.

В этом случае режим работы системы «насос — сеть» характеризуется новой режимной точкой *Б*, имеющей координаты $Q_Б$, $H_Б$, $N_Б$ и $\eta_Б$. Следовательно, при повышении уровня воды в источнике напор насоса уменьшается, подача и мощность увеличиваются, КПД насоса снижается

Увеличение мощности насоса вызывает перегрузку электродвигателя, его нагрев и уменьшение КПД двигателя, что может привести к выходу двигателя из строя. Во избежание перегрузки двигателя необходимо регулировать подачу насоса (см. § 19).

При значительных колебаниях уровня воды в источнике целесообразно применять насосы с крутопадающей характеристикой $Q - H$, при которой изменение подачи и мощности насоса будет меньшим, чем при пологой. Однако надо иметь в виду, что такие насосы имеют небольшую рабочую часть характеристики и изменение уровня воды может привести к работе насоса вне рекомендуемого поля.

Если насосы подают воду в резервуары, то в момент повышения уровня воды в источнике следует рекомендовать поддерживать максимально возможный уровень воды в резервуаре. Это мероприятие позволяет снизить увеличение мощности электродвигателя, т. е. его перегрузку.

На рис. 4.4, *б* представлен метод графнческого определения режима работы насоса на водонапорную башню. Характеристики трубопровода *А—Б*, A_1—$Б_1$ и A_2—$Б_2$ построены для соответствующих уровней воды в баке при геометрических высотах подъема $H_{г0}$, $H_{г1}$ и $H_{г2}$. Система работает в режимных точках *0*, *1* и *2*.

Из анализа графика работы системы «насос — сеть» следует, что при увеличении уровня воды в баке вследствие саморегулирующей способности насоса напор его увеличивается, а подача и мощность уменьшаются. При увеличении геометрической высоты подъема до $H_{г2}$ подача насоса Q_2 меньше критической подачи $Q_{кр}$ и режим работы насоса будет находиться в области неустойчивой работы со всеми последствиями, вытекающими из этого (см. § 17).

Следовательно, насосы, работающие на напорные резервуары и безбашенные системы водопроводной сети, должны иметь пологие характеристики $Q - H$ без западающей ветви. При анализе режима работы насоса необходимо уточнять продолжительность работы насоса при различных уровнях воды в баке и в зависимости от этого подбирать насос с оптимальным КПД на диктующий уровень воды в баке.

§ 21. Параллельная работа насосов

Параллельной работой насосов называется одновременная подача перекачиваемой жидкости несколькими насосами в общий напорный коллектор (рис. 4.5). Необходимость в параллельной работе нескольких одинаковых или разных насосов возникает в тех случаях, когда невозможно обеспечить требуемый расход воды подачей одного насоса. Кроме того, поскольку водопотребление в городе неравномерно по часам суток и по сезонам года, то подачу насосной станции можно регулировать числом одновременно работающих насосов.

При проектировании совместной работы центробежных насосов нужно хорошо знать их характеристики; подбирать насосы следует с учетом характеристики трубопровода.

Центробежные насосы могут работать параллельно при условии равенства развиваемого напора.

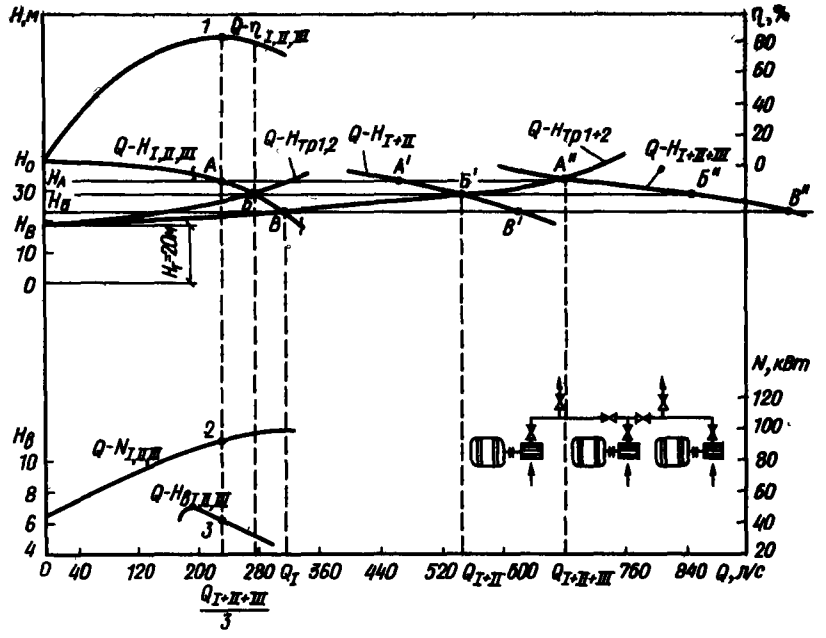


Рис 4.5. Характеристики параллельной работы трех одинаковых насосов на два водовода

Если один из насосов имеет напор меньше, чем другие, то он может быть подключен на параллельную работу только в поле рекомендуемой работы. При повышении напора в системе этот насос может принимать участие в работе, но его КПД будет падать. При достижении максимального напора подача насоса будет равна 0. Дальнейшее увеличение напора в системе приведет к закрытию обратного клапана и выключению насоса из работы. Поэтому для параллельной работы следует подбирать насосы однотипные с равными или незначительно отличающимися напорами и подачами.

Различные схемы параллельной работы насосов применяются весьма часто для водоснабжения и перекачивания сточных вод, где целесообразно подачу от нескольких насосов или станций объединять в общий коллектор. Расчет режима работы по таким схемам можно производить аналитическим или графическим способом. В практике проектирования насосных станций наибольшее распространение получил графический способ.

При параллельной работе насосов в сеть возможны следующие варианты компоновки системы «насосы — сеть»:

в системе работает несколько насосов с одинаковыми характеристиками;

в системе работает несколько насосов с разными характеристиками;

насосы подключены к общему трубопроводу на близком расстоянии друг от друга (см. рис. 4.5), т. е. потери напора от насоса до напорного водовода считают равными для всех установленных насосов, или же насосы находятся на достаточно большом расстоянии друг от друга, т. е. разности потерь напора от насоса до присоединения к общему напорному трубопроводу необходимо учитывать.

Параллельная работа нескольких насосов с одинаковыми характеристиками. При построении характеристики нескольких параллельно работающих насосов на общий напорный трубопровод суммируют подачи насосов при равных напорах.

Рассмотрим построение графической характеристики трех параллельно работающих насосов типа Д800-57 на два одинаковых трубо-

провода. В координатах Q, H, N, η и Δh наносим паспортные энергетические характеристики насоса Д800-57. Так как насосы одинаковые, то характеристики совпадают и их обозначают $Q-H_{\text{I,II,III}}$ (см. рис. 4.5).

Для построения суммарной характеристики $Q-H_{\text{I+II+III}}$ произвольно выбираем напоры H_A, $H_Б$ и H_B в пределах рекомендуемой рабочей части характеристики $Q-H_{\text{I, II, III}}$ и складываем подачи Q_A, $Q_Б$ и Q_B. Для двух параллельно работающих насосов $A'=2Q_A$, $Б'=2Q_Б$ и $B'=2Q_B$, для трех насосов $A''=3Q_A$; $Б''=3Q_Б$ и $B''=3Q_B$ По полученным точкам A', $Б'$ и B' строим суммарную характеристику $Q-H_{\text{I+II}}$ двух параллельно работающих насосов, а по точкам A'', $Б''$ и B'' характеристику $Q-H_{\text{I+II+III}}$ трех насосов. Аналогичным построением находим характеристику $Q-H_{\text{тр I+2}}$ параллельной работы двух напорных трубопроводов.

Суммарную фактическую подачу двух насосов на два водовода определяют по координатам $Q_{\text{I+II}}$ и $H_Б$ точки $Б'$, т. е. точки пересечения характеристик $Q-H_{\text{I+II}}$ и $Q-H_{\text{тр I+2}}$.

Суммарную фактическую подачу трех насосов на два водовода определяют по координатам $Q_{\text{I+II+III}}$ и H_A точки A'', т. е. точки пересечения характеристик $Q+H_{\text{I+II+III}}$ и $Q-H_{\text{тр I+2}}$.

Для определения подачи одного насоса при их совместной работе следует провести из точки A'' линию, параллельную оси абсцисс до пересечения с характеристикой $Q-H_{\text{I, II, III}}$ в точке A. Координаты точки A определяют подачу $Q_{(\text{I+II+III})}/3$ и напор H_A каждого насоса при их одновременной работе на систему с характеристикой $Q-H_{\text{тр I+2}}$. Для нахождения КПД насоса из точки A восставляем перпендикуляр до пересечения с кривой $Q-\eta_{\text{I,II,III}}$ в точке *1*. Координаты этой точки определяют КПД насоса при параллельной работе трех насосов. Для определения потребляемой мощности и допускаемого кавитационного запаса опускаем перпендикуляр до пересечения с кривыми $Q-N_{\text{I,II,III}}$ и $Q-\Delta H_{\text{I,II,III}}$ в точках *2* и *3*. Координаты этих точек соответственно определяют потребляемую мощность и допустимый кавитационный запас насоса при совместной их работе. Из рис. 4.5 следует, что подача каждого насоса при параллельной работе равна $^1/_3$ их суммарной подачи, т. е. $Q_{\text{I}}=Q_{\text{I+II+III}}/3$.

При параллельной работе двух из рассматриваемых насосов их подача, напор, потребляемая мощность, КПД и вакуумметрическая высота всасывания определяются по режимной точке $Б'$. При работе одного из рассматриваемых насосов режим его работы определяется рабочей точкой B. Из рис. 4.5 видно, что суммарная подача трех и двух параллельно работающих насосов меньше суммарной подачи этих же насосов при раздельной их работе на данную систему напорных трубопроводов, т. е. $Q_{\text{I+II+III}}<3Q_{\text{I}}$ и $Q_{\text{I+II}}<2Q_{\text{I}}$.

Снижение суммарной подачи объясняется тем, что при увеличении подачи возрастает напор в трубопроводе ($H_A>H_B$ и $H_Б>H_B$), что ведет к уменьшению подачи каждого насоса при их совместной работе по сравнению с подачей при одиночной работе насоса на данную систему.

Уменьшение подачи зависит как от увеличения напора в трубопроводе, так и от крутизны характеристики насоса. Поэтому параллельная работа насосов может быть достаточно эффективной при пологих характеристиках трубопроводов.

Параллельная работа нескольких насосов с разными характеристиками. Параллельная работа насосов с различными характеристиками возможна в том случае, когда напоры, развиваемые насосами, будут равны. На рис. 4.6 приведены характеристики насоса Д800-57 с $n=980$ мин$^{-1}$ ($Q-H_{\text{I}}$) и насоса Д800-57 с $n=1450$ мин$^{-1}$ ($Q-H_{\text{II}}$). Второй насос развивает больший напор. Первый насос может начать работу параллельно со вторым

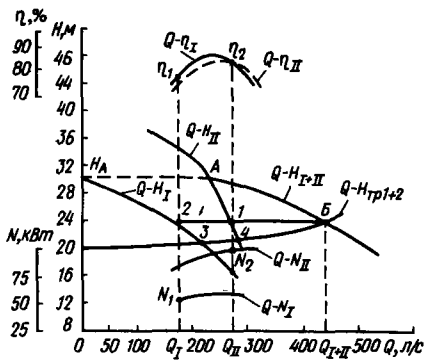


Рис 4 6. Характеристики параллельной работы двух разных насосов

лишь после того, как напор второго насоса уменьшится в связи с увеличением подачи до максимального напора H_A, развиваемого первым насосом при закрытой задвижке. От точки A и должно быть начато построение суммарной характеристики $Q-H_{I+II}$ путем сложения абсцисс обеих характеристик, соответствующих точкам с равными напорами. Точка $Б$, полученная пересечением кривой $Q-H_{I+II}$ с характеристикой трубопровода $Q-H_{тр\,1+2}$, является режимной точкой совместно работающих насосов. Если характеристики насоса и трубопровода пересекутся выше точки A, то их совместная работа станет невозможной.

Режим работы каждого насоса при их совместной работе определяется следующим образом: из точки $Б$ проводим линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с характеристиками $Q-H_{II}$ и $Q-H_I$ в точках *1* и *2*. Через точки *1* и *2* проводим вертикальные линии, точки пересечения которых с кривыми $Q-\eta$ и $Q-N$ определяют КПД и мощность каждого насоса при их совместной работе.

Точки *3* и *4* пересечения характеристик $Q-H_I$ и $Q-H_{II}$ насосов с характеристикой $Q-H_{тр\,1+2}$ трубопровода определяют режим работы каждого насоса при одиночной работе.

Для устойчивой параллельной работы насосов необходимо, чтобы их характеристики были плавно снижающимися. При параллельной работе насосов, имеющих возрастающие характеристики $Q-H$ (с подъемом вначале работы, см. рис. 3.7), работа насосов будет устойчивой только в том случае, если режимная точка работы системы «насосы—сеть» расположена на одной линии или ниже точки A, т. е. при напоре, равном или меньшем напора, развиваемого насосом при закрытой задвижке.

Если на насосной станции установлены насосы с пологой характеристикой $Q-H$ и расположены они несимметрично относительно напорного трубопровода, то для определения более точных режимных точек работы каждого насоса при параллельной работе необходимо построить приведенные характеристики $Q-H''$, для чего строят характеристики всасывающего и напорного трубопроводов в пределах насосной станции и вычитают ординаты полученных характеристик из ординат характеристик соответствующих насосов.

Параллельная работа насосов, расположенных на разных насосных станциях. В системах водоснабжения, имеющих несколько источников питания, применяют схему подачи воды несколькими насосными станциями в общие коллекторы. В этом случае необходимо рассчитывать систему параллельно работающих насосов, расположенных на разных насосных станциях.

Подобные схемы часто применяют и при перекачивании сточных вод отдельных районов канализования в напорный трубопровод другой канализационной насосной станции. Такие схемы позволяют значительно сократить протяженность напорных трубопроводов и уменьшить капитальные затраты.

Для расчета системы необходимо определить характеристику параллельной работы насосов, установленных на каждой станции. Этот расчет производится так же, как и для параллельно работающих насосов, установленных на близком расстоянии друг от друга. Затем строятся приведенные характерис-

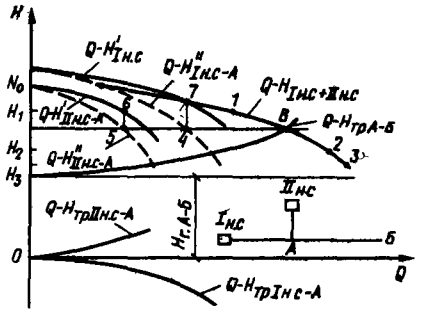


Рис. 4.7. Характеристики параллельной работы двух насосных станций

тики к точке выхода напорных водоводов из насосной станции.

Получив приведеиную суммарную характеристику параллельной работы насосов на первой насосной станции $Q-H'_{\text{I нс}}$ и на второй насосной станции $Q-H'_{\text{II нс}}$ (рис. 4.7), строим характеристики трубопроводов от первой $Q-H_{\text{тр I нс}-А}$ и второй $Q-H_{\text{тр II нс}-А}$ насосных станций до точки $А$ с учетом разности статических напоров станций. Вычитая ординаты характеристик трубопроводов $Q-H_{\text{тр I нс}-А}$ и $Q-H_{\text{тр II нс}-А}$ из ординат соответствующих суммарных приведенных характеристик $Q-H'_{\text{I нс}}$ и $Q-H_{\text{II нс}}$, получим приведенные суммарные характеристики первой $Q-H'_{\text{I нс}-А}$ и второй $Q-H''_{\text{II нс}-А}$ насосных станций, приведенные к точке $А$ (слияние двух потоков).

Строим характеристику $Q-H_{\text{тр}А-Б}$ трубопровода от точки $А$ до заданной точки подачи воды $Б$. Складываем приведенные характеристики первой и второй насосных станций, для чего при произвольно выбранных напорах H_1, H_2 и H_3 складываем абсциссы характеристик. По полученным точкам *1*, *2* и *3* строим кривую суммарной характеристики параллельной работы двух насосных станций. Точка $В$ пересечения характеристики водовода $Q-H_{\text{тр}А-Б}$ и характеристики параллельной работы насосных станций $Q-H_{\text{I нс+II нс}}$ является режимной точкой работы системы «насосные станции—водовод».

Для определения подачи каждой станции необходимо от точки $В$ провести линию, параллельную оси абсцисс до пересечения с кривыми $Q-H'_{\text{I н.с}-А}$ и $Q-H''_{\text{II нс}-А}$ соответственно в точках *4* и *5*. Напор насосов на каждой насосной станции определяется точками *6* и *7*, полученными пересечением перпендикуляров, восставленных из точек *4* и *5*, с кривыми характеристик параллельной работы насосов на каждой насосной станции. Для определения рабочей точки каждого насоса следует снести режимные точки *6* и *7* работы каждой станции на индивидуальные характеристики насосов, работающих на насосной станции.

§ 22. Последовательная работа насосов

Последовательной называется работа насосов, при которой один насос (I ступень) подает перекачиваемую жидкость во всасывающий патрубок (иногда во всасывающий трубопровод) другого насоса (II ступень), а последний подает ее в напорный водовод (рис. 4.8).

В условиях проектирования и строительства насосных станций последовательную работу насосов применяют в тех случаях, когда жидкость подается по трубам на очень большие расстояния или на большую высоту. В некоторых случаях перекачивать жидкость можно только последовательно работающими насосами. Так, например, на насосных станциях, перекачивающих осадок, в момент запуска рабочего насоса требуется создать напор, который превышает напор, развиваемый насосом, и который можно создать при последовательной работе двух насосов. Последовательное соединение применяют и в тех случаях, когда необходимо при постоянном (или почти постоянном) расходе увеличить напор, что невозможно сделать одним насосом.

Рассмотрим случай последовательной работы рядом установленных двух однотипных центробежных насосов (см. рис. 4.8). Для постро-

ния суммарной характеристики $Q-H_{I+II}$ последовательной работы двух однотипных насосов необходимо сложить ординаты характеристики $Q-H_{I,II}$ при одинаковых подачах. Возьмем произвольно подачи Q_A, $Q_Б$ и $Q_В$ и сложим напоры. При закрытой задвижке напор $H=2H_0$, при подаче Q_A напор $H_A=$ $=2$ *аг*, соответственно $H_Б=2$*бд* и $H_В=2$*ве*. Полученные точки *А*, *Б* и *В* соединяют плавной кривой, которая является суммарной характеристикой последовательной работы центробежных насосов.

Из рис. 4.8 видно, что напор одного насоса недостаточен даже для подъема воды на геометрическую высоту $H_г$. При подключении второго однотипного насоса с такой же характеристикой оказывается, что насосы развивают напор, достаточный, чтобы поднять воду на высоту $H_г$ и преодолеть сопротивление в трубопроводе при заданной подаче.

Режимная точка работы последовательно соединенных насосов определяется точкой *К*, полученной пересечением суммарной характеристики $Q-H_{I+II}$ с характеристикой трубопровода $Q-H_{тр}$.

Если насосы установлены последовательно на одной станции, то при построении характеристики трубопровода необходимо учесть потери на участке от напорного патрубка насоса *I* до всасывающего патрубка насоса *II* и внести поправку в характеристику $Q-H_{II}$. Игнорировать потери в соединительном участке недопустимо, так как обычно диаметры арматуры и трубопровода, соединяющего насосы, принимают равными диаметру всасывающего патрубка насоса *II*. Вследствие больших скоростей движения жидкости потери напора на этом участке относительно велики. По этой же причине необходимо стремиться к максимальному упрощению соединительного трубопровода, по возможности избегая поворотов. Следует отметить, что последовательное соединение насосов обычно экономически менее выгодно, чем применение одного насоса.

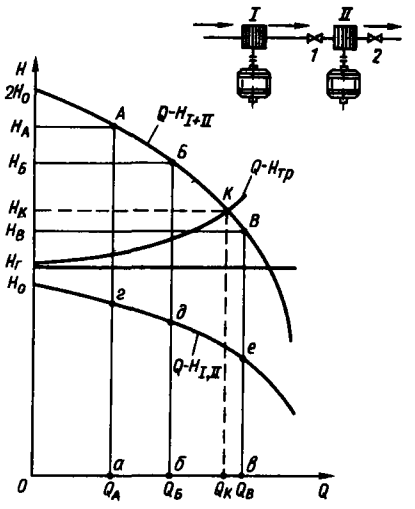


Рис 4.8. Характеристики последовательной работы двух насосов

Два последовательно соединенных насоса приводят в действие следующим образом. При закрытых задвижках *1* и *2* (см. рис. 4.8) включают насос *I*. После того как насос *I* разовьет напор, равный напору при закрытой задвижке, открывают задвижку *1* и пускают насос *II*. Когда насос *II* разовьет напор, равный напору $2H_0$, открывают задвижку *2*.

При последовательной работе насосов следует обращать особое внимание на выбор насосов, так как не все они могут быть использованы для последовательной работы по условиям прочности корпуса. Эти условия оговариваются в техническом паспорте насоса. Обычно последовательное соединение насосов допускается не более чем в две ступени.

Последовательно соединенные насосы можно расположить в одном машинном зале, значительно сократив эксплуатационные затраты и капитальные вложения на строительство здания станции, но в этом случае необходимо устанавливать арматуру повышенной прочности и выполнять более массивные крепления и упоры труб. Поэтому иногда целесообразнее размещать насосы на отдалении друг от друга при транспортировании воды на большое расстояние.

§ 23. Параллельная работа скважинных насосов

Подача насоса при заборе воды из водяных скважин определяется зависимостью

$$Q = f(H) = f[\varphi(Q), \psi(Q)], \qquad (4\,11)$$

где $\varphi(Q) = s$ — характеристика скважины, $\psi(Q) = h_{тр}$ — характеристика системы «трубопроводы—резервуар»

Аналитическое определение подачи насоса по уравнению (4.11), в котором подача выражена неявной функцией расхода, весьма трудоемко и возможно методом подбора и последовательного приближения.

В настоящее время институт ВНИИ Водгео разработал рекомендации для расчета водозабора подземных вод скважинными насосами с применением ЭВМ. Однако для анализа влияния различных параметров на изменение подачи необходимо ввести их в программу и произвести пересчет, что приводит к большим затратам машинного времени.

Анализ работы скважинного водозабора весьма наглядно можно произвести с помощью графического метода расчета насосов для водяных скважин, предложенного В. Г. Лобачевым, В. Ф. Тольцман и Р. Г. Добровольским.

Рассмотрим работу двух разных насосов, установленных в скважинах *1* и *2* и подающих воду в резервуар (рис. 4.9). В координатах $Q—H$ наносим линии статического уровня воды в скважинах $Z_{ст1}$ и $Z_{ст2}$ (рис. 4.10), отметку точки соединения сборных трубопроводов от *1* и *2* скважины Z_A и отметку нижнего и верхнего уровней воды в сборном резервуаре $Z_{р\,мин}$ и $Z_{р.макс}$.

Для построения характеристики совместной работы скважины, насоса и водовода от скважины до точки A (см. рис. 4.9) от линии статического напора $Z_{ст1}$ строим характеристику скважины q_{s1}, т. е. зависимость понижения статического уров-

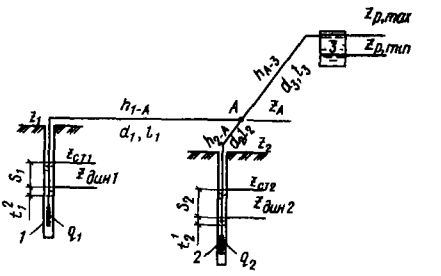


Рис 4.9. Расчетная схема работы двух скважинных насосов на резервуар

Z_1, Z_2—отметки земли устья скважин, $Z_{р\,макс}$, $Z_{р\,мин}$ — отметки максимального и минимального расчетного уровня воды в резервуаре, $Z_{ст1}$, $Z_{ст2}$ — отметки статического уровня, s—понижение статического уровня в скважине, $Z_{д1}$ $Z_{д2}$—отметки динамического уровня, h_1, h_2 и h_3— потери напора в трубопроводах d_1, d_2, d_3 — диаметры трубопроводов l_1 l_2, l_3 — длины участков

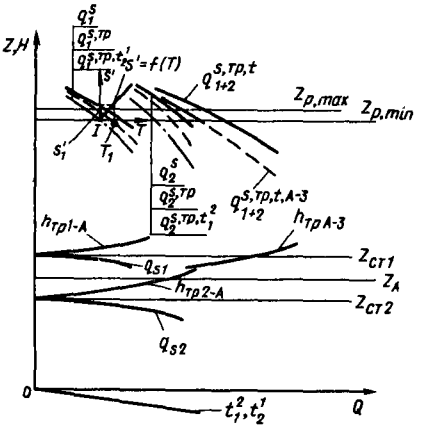


Рис 4.10 График параллельной работы скважинных насосов

ня воды от дебита скважины (характеристику скважины q_s можно строить по опытным откачкам, а для предварительных расчетов — на основании гидрогеологических изысканий). По каталогу подбираем насос на требуемую подачу и напор. Задаемся несколькими значениями напора насоса и при соответствующих подачах откладываем принятые значения напоров от характеристики скважины q_{s1}. Полученная характеристика q_1^s совместной работы насоса и скважины справедлива при работе насоса на излнв. При работе насоса на водовод от скважины до точки A строим его характеристику $h_{тр\,1-A}$ и вводим в характеристику q_1^s поправку на потери напо-

ра в водоводе. Для этого из характеристики q_1^s вычитаем потери напора в водоводе при соответствующих подачах. Полученная характеристика $q_1^{s,тр}$ совместной работы скважины, насоса и водовода называется приведенной характеристикой к точке A. По характеристике $q_1^{s,тр}$ можно определить подачу воды из скважины *1* в точку A, понижение статического уровня воды в скважине и потери напора в водоводе.

Подобные построения можно провести и для скважины *2*, получив приведенную характеристику $q_2^{s,тр}$ совместной работы скважины *2*, насоса и водовода.

Проведенный расчет справедлив при отсутствии взаимного влияния скважин. В практике строительства скважинных водозаборов из-за ограниченности территории и требования сокращения протяженности сборных трубопроводов расстояние между скважинами принимают меньше радиуса влияния. Уменьшение расстояния между скважинами приводит к их взаимодействию, и при эксплуатации необходимо это учитывать. Если принять при равных дебитах скважин взаимное влияние одинаковым, то $t_1^2 = t_2^1$ (t_2^1 — снижение уровня в скважине *1* при работе скважины *2*; t_1^2 — наоборот). Взаимное влияние скважин определяется по формулам С. К. Абрамова.

Наносим на график характеристику влияния скважин t_1^2 и t_2^1, вычитаем их ординаты из ординат характеристик $q_1^{s,тр}$ и $q_2^{s,тр}$ и получаем характеристики $q_1^{s,тр,t_2^1}$ и $q_2^{s,тр,t_1^2}$, исправленные на взаимное влияние скважин. Для определения подачи двух насосов в резервуар строим характеристику параллельной работы двух скважин, складывая подачи при одинаковых напорах, и получаем характеристику $q_1^{s,тр}\dot{+}_2^{t}$, которая справедлива для точки соединения водоводов A. Для получения характеристики параллельной работы насосов в точке излива воды в резервуар необходимо в характеристику $q_1^{s,тр}\dot{+}_2^{t}$ внести поправку на потери в трубопроводе от точки A до резервуара *3*. Строим характеристику $Q - H_{тр,A-3}$ и ординаты ее вычитаем из характеристики $q_1^{s,тр}\dot{+}_2^{t}$. Полученная характеристика $q_1^{s,тр}\dot{+}_2^{t\ A-3}$ дает зависимость подачи и напора при совместной работе двух насосов с учетом характеристик скважин и трубопроводов. Точка пересечения характеристики $q_1^{s,тр}\dot{+}_2^{t,A-3}$ с линией $Z_р$ является режимной точкой работы системы, координаты которой определяют суммарную подачу двух насосов на заданный уровень воды в резервуаре, подачу каждого насоса q_1 и q_2, понижение статических уровней s_1 и s_2 и динамические уровни в скважинах $Z_{дин1}$ и $Z_{дин2}$ (см. рис. 4.9).

Приведенный расчет справедлив для скважин с установившимся режимом притока к ней воды, когда положение статического уровня воды в скважине стабилизировалось. В большинстве случаев наблюдается неустановившееся движение воды к скважине и как следствие — снижение статического уровня воды в скважине и падение подачи насоса. Зная закономерность снижения подачи, можно графически решить эту задачу.

Режимную точку работы насоса *1* (см. рис. 4.10) в начальный момент эксплуатации скважины T_0 принимаем за начало новой системы координат

$$s' = \varphi(T).$$

Через T_1 лет статический уровень снизится на величину s'_1. В связи с этим для подъема воды в резервуар напор насоса должен увеличиться на ΔH_1. Этому увеличению напора соответствует снижение подачи на Δq_1 и новая подача насоса будет

$$q_{т1} = q_{т0} - \Delta q_1.$$

Аналогично можно вычислить $\Delta H_i, \Delta q_i$ и $q_{тi}$ для любого момента времени и определить момент, когда требуемая высота подъема воды насосом достигнет критического напора, т. е. рекомендуемого для данного типа насоса.

ГЛАВА 5. КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И КАНАЛИЗАЦИИ

§ 24. Центробежные консольные насосы

Консольные насосы[1] типа К (ГОСТ 22247—76) предназначены для перекачивания воды (кроме морской и агрессивной) с pH = 6,5 ÷ 8, с температурой 0—85°С и содержанием твердых включений размерами до 0,2 мм, не превышающим 0,1% по массе, а также других жидкостей, подобных воде по плотности и химической активности. Насосы изготовляются с подачей 5—360 м³/ч (1,4—100 л/с), напором 10—90 м (давлением 0,1—0,9 МПа), КПД 50—84% и с допустимым кавитационным запасом 4—5,5 м. Коэффициент быстроходности $n_s = 60 \div 250$. Напор на входе не более 20 м.

Насосы — горизонтальные одноступенчатые консольные, с односторонним горизонтальным подводом воды к рабочему колесу, изготовляются двух типов: К — с горизонтальным валом на отдельной опорной стойке; КМ — с горизонтальным валом моноблочные с электродвигателем. Насосы типа К, на отдельной стойке, по согласованию с заводом-изготовителем могут быть изготовлены для перекачиваиия воды с температурой до 105°С.

Насосы в обычном исполнении поставляются с рабочим колесом, обеспечивающим верхние пределы поля $Q — H$ (в этом случае индекс в условное обозначение насоса не вводится). По заявке заказчика насосы могут быть поставлеиы с обрезанным рабочим колесом по одному из вариантов, обеспечивающих среднюю (индекс «а») или нижнюю (индекс «б») характеристику $Q — H$ поля насоса.

Корпус горизонтального одноступенчатого консольного насоса с осевым входом жидкости (типа К; рис. 5.1) представляет собой чугунную фигурную отливку, внутренняя полость которой выполнена в виде спирали с диффузорным каналом, переходящим в напорный патрубок. Корпус насоса крепится к фланцу опорной станины четырьмя болтами. В нормальном исполнении напорный патрубок направлен вертикально вверх; в зависимости от условий эксплуатации он может быть повернут вокруг оси насоса на 90, 180 и 270°. Передняя крышка корпуса насоса (отлитая за одно целое с входным патрубком) съемная, что позволяет осматривать рабочие органы насоса без его демонтажа. В корпусе выполнены отверстия, закрытые пробками: в нижней части — для сливания воды из полости корпуса насоса перед длительной его остановкой или разборкой; в верхней части спирального отвода — для удаления воздуха из корпуса насоса перед его заливкой и присоединения трубопровода от вакуум-насоса. Крышка корпуса для увеличения ресурса работы насоса защищена сменным уплотнительным кольцом.

Рабочее колесо (закрытого типа — лопасти колеса закрыты передним и задним дисками) закреплено на валу насоса шпонкой и гайкой. У насосов мощностью до 10 кВт устанавливают рабочие колеса, неразгруженные от осевых усилий, а у насосов мощностью более 10 кВт — разгруженные. Разгрузка осевого давления на задний ведущий диск и снижение давления перед узлом сальникового уплотнения вала насоса достигаются с помощью разгрузочных отверстий в заднем диске рабочего колеса и уплотнительного пояска на рабочем колесе со стороны узла уп-

[1] Условное обозначение насоса (например, К20/30а-У2 или КМ20/30а-У2): буквы — тип насоса (К — консольный на отдельной стойке, КМ — консольный моноблочный с электродвигателем); первая цифра после букв — подача, м³/ч, вторая — напор, м, буква после цифр («а» или «б») — индекс варяанта обточки рабочего колеса; последние буква и цифра — климатическое исполнение и категория размещения (см. приложение III).

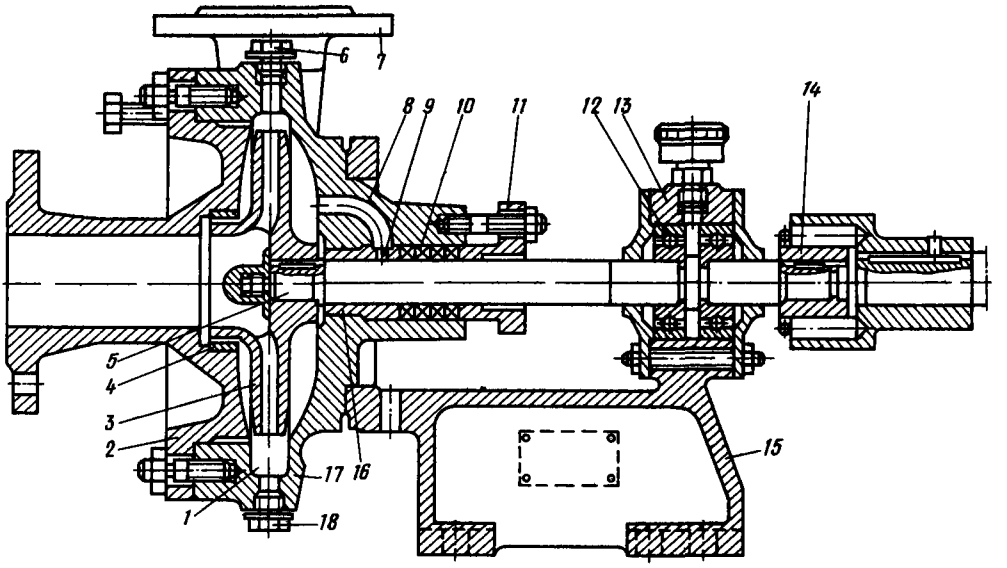


Рис. 5.1. Насос 2К-6

1—спиральный канал; *2*—крышка корпуса; *3*—колесо рабочее, *4*—защитно уплотняющее кольцо, *5*—вал; *6*—верхняя пробка, *7*—выходной патрубок; *8*—канал, *9*—кольцо гидроуплотнения; *10*—набивка сальника; *11*—крышка сальника; *12*—подшипник, *13*—опорный кронштейн; *14*—муфта вала; *15*—опорная станина, *16*—втулка вала, *17*—корпус; *18*—нижняя пробка

лотнения. У неразгруженного рабочего колеса осевое усилие воспринимается подшипниками.

Для разделения в корпусе насоса полостей низкого и высокого давления предусмотрен узел уплотнения лопастного колеса, который образован кольцевыми выступами на дисках колеса и защитными уплотняющими кольцами, установленными в передней крышке корпуса и закрепленными винтами. Рабочие колеса, разгруженные от осевых сил, имеют двустороннее уплотнение, остальные — одностороннее (со стороны входного патрубка). Зазор в узле уплотнения не должен быть более 0,3—0,5 мм. Превышение этой величины приводит к увеличению объемных потерь и снижению КПД насоса.

Вал насоса изготовляется из высококачественной стали. Опорами вала служат два подшипника, находящиеся в масляной ванне, которая размещена в опорном кронштейне. Насосы К-8/18 и К-90/20 имеют внешнюю шарикоподшипниковую опору и внутреннюю в виде бронзовой втулки, запрессованной в корпусе насоса. К внешней опоре подается из масленки густая смазка, внутренняя опора смазывается и охлаждается перекачиваемой жидкостью.

Для повышения ресурса работы насоса и предотвращения износа вала в зоне узла сальникового уплотнения на вал надета сменная защитная втулка.

Все насосы типов К и КМ имеют сальник с мягкой набивкой (из промасленного хлопчатобумажного шнура), которая уплотняется подтягиванием гаек крышки сальника. У насосов мощностью 10 кВт и выше между кольцами набивки устанавливают фонарное кольцо, соединенное каналом с полостью высокого давления. Тем самым обеспечивается гидрозатвор в зоне узла сальникового уплотнения вала, препятствующий прониканию воздуха в полость низкого давления (при вакууме на входе воды в рабочее колесо насоса). У насосов мощностью до 10 кВт гидравлическое уплотнение сальника не предусматривается.

Опорная стойка представляет собой опорный кронштейн, на котором с помощью болтов закрепляется корпус насоса и в шарикоподшипниковых опорах устанавливается вал насоса. Шарикоподшипники закрыты крышками. Смазка шарикоподшип-

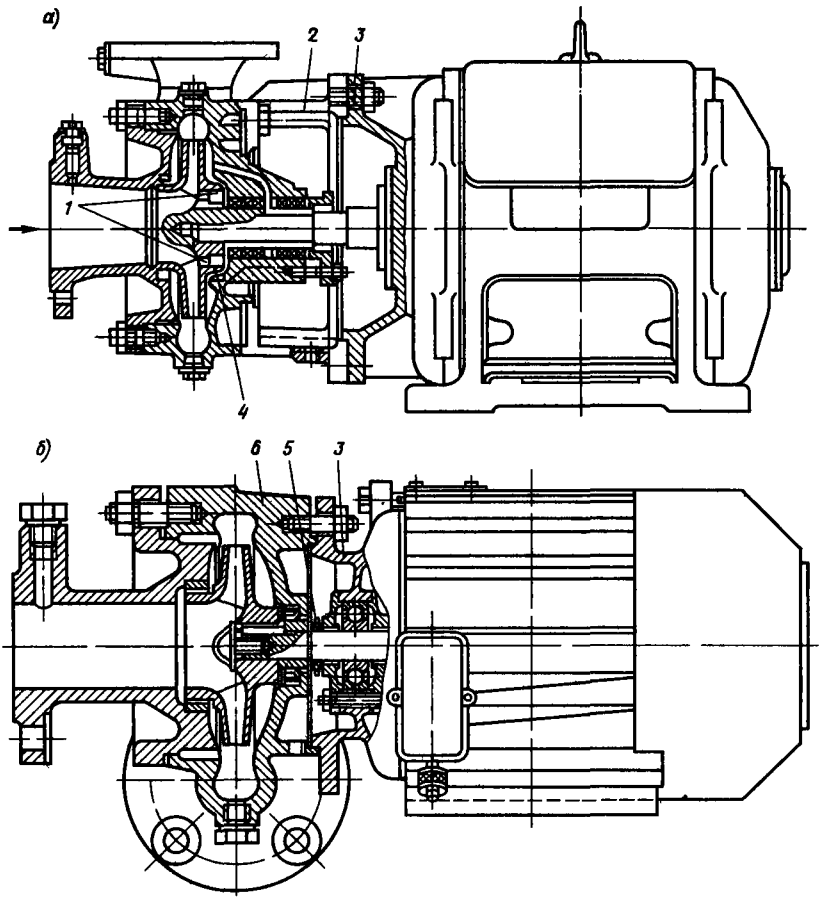


Рис. 5 2 Насосы типов КМ(*а*) и ЕКМ (*б*)

1—разгрузочные отверстия, *2*—промежуточный фонарь; *3*—фланец электродвигателя; *4*—поясок уплотнения, *5*—резиновая манжета, *6*—корпус насоса

ников — консистентная (у насосов мощностью до 10 кВт) и жидкая (у насосов мощностью 10 кВт и выше).

В моноблочных насосах типа КМ и ЕКМ рабочее колесо насажено непосредственно на удлиненный вал электродвигателя, корпус которого имеет фланец для крепления корпуса насоса.

Корпус насоса, крышка корпуса, уплотняющие кольца, детали узла уплотнения вала у насосов К, КМ и ЕКМ на одинаковые параметры унифицированы.

Моноблокнасосы типов КМ и ЕКМ (рис. 5.2) значительно короче и меньше, чем обычные консольные насосы, так как у них отсутствует опорная стойка; они компактны и занимают небольшие площади, что позволяет более эффективно использовать производственные помещения, в которых монтируются насосные установки и другое оборудование. Лопастное колесо моноблокнасосов крепится на валу электродвигателей с помощью призматической шпонки и колпачковой гайки или винта. Вал электродвигателя моноблокнасосов типа КМ удлиненный, а типа ЕКМ — нормальной длины. По конструкции проточной части эти насосы аналогичны консольным насосам типа К, поэтому их энергетические параметры одинаковы.

Моноблокнасосы типа ЕКМ предназначены для перекачивания чистых жидкостей с температурой 50°С. Вал этих моноблокнасосов уплотнен резиновой манжетой, запрессованной в расточенное отверстие

корпуса насоса. Спиральный корпус моноблокнасосов типа ЕКМ крепится к фланцу оболочки электродвигателя с помощью крышки-щитка, а моноблокнасосов типа КМ — с помощью промежуточного фонаря.

Насосы типа К поставляются комплектно с электродвигателем, муфтой и фундаментной рамой. По заявке заказчика насос может быть изготовлен со шкивом для ременной передачи. Вал насосов типов К и КМ вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Консольные насосы всех трех типов широко применяют в городском и промышленном водоснабжении, на транспорте, в сельском хозяйстве, в водоснабжении микрорайонов и жилых домов, школ, больниц, а также в качестве циркуляционных насосов для подачи воды в системах горячего водоснабжения и центрального отопления

§ 25. Центробежные насосы двустороннего входв

Насосы двустороннего входа типа Д (ГОСТ 10272—77)* предназначены для перекачивания воды и чистых жидкостей (сходных с водой по вязкости и химической активности) с температурой 85°С и содержанием твердых включений размерами до 0,2 мм, не превышающим 0,05% по массе.

Эти насосы применяются на насосных станциях I и II подъема городских, сельскохозяйственных и промышленных систем водоснабжения, в системах мелиорации и ирригации и в других отраслях народного хозяйства. Крупные насосы, например Д12500—24, могут использоваться в циркуляционных системах тепловых и атомных электростанций.

Центробежные насосы типа Д* (рис. 5.3, *а*) — горизонтальные с осевым горизонтальным разъемом корпуса, с полуспиральным подводом жидкости к рабочему колесу двустороннего входа имеют ряд преимуществ по сравнению с другими типами насосов. Насосы Д имеют хорошую всасывающую способность. Вал этих насосов разгружен от осевых гидравлических сил за счет раздвоения общего потока на входе в насос и симметричности конструкции рабочего колеса. Рабочее колесо с двусторонним подводом жидкости обладает по сравнению с колесом одностороннего подвода (при одинаковых значениях напора, подачи и частоты вращения) существенно лучшими кавитационными качествами; одновременно достигается уравновешивание осевых сил на опорный ведущий диск колеса. Случайные осевые усилия воспринимаются дальней от муфты шарикоподшипниковой опорой вала.

Лопастное рабочее колесо состоит из трех дисков — ведущего (опорного) и двух ведомых, соединенных пространственными или цилиндрическими лопатками, загнутыми в сторону, обратную вращению вала. Колесо насосов типа Д с коэффициентом быстроходности $n_s = 130 \div 190$ имеет шесть — восемь пространственных лопаток, а с $n_s = 60 \div 90$ — восемь цилиндрических лопаток.

Насосы поставляются с рабочими колесами, обеспечивающими верхние границы поля $Q - H$ насоса. По требованию заказчика насосы могут быть поставлены с обрезанным рабочим колесом по одному из

* ГОСТ 10272—73 предусматривал выпуск насосов типов Д и НДн, НДс и НДв (например, 14НДс и Д19). цифра перед буквами — диаметр напорного патрубка, мм (уменьшенный в 25 раз), буквы — тип насоса (НД — насос двусторонний, н — низко-, с — средне- и в — высоконапорный), цифра за буквой — коэффициент быстроходности (уменьшенный в 10 раз) Эти насосы в настоящее время еще достаточно широко используются в производстве

* Условное обозначение насоса (например, Д200-95 а УХЛ-4, ГОСТ 10272—77): первая буква — тип насоса (центробежный двустороннего входа), первая цифра после буквы — подача, $м^3/ч$, вторая цифра — напор, м, буква после цифр («а» или «б») — индекс варианта обточки рабочего колеса, последние буквы и цифра — климатическое исполнение и категория размещения (см приложенне III)

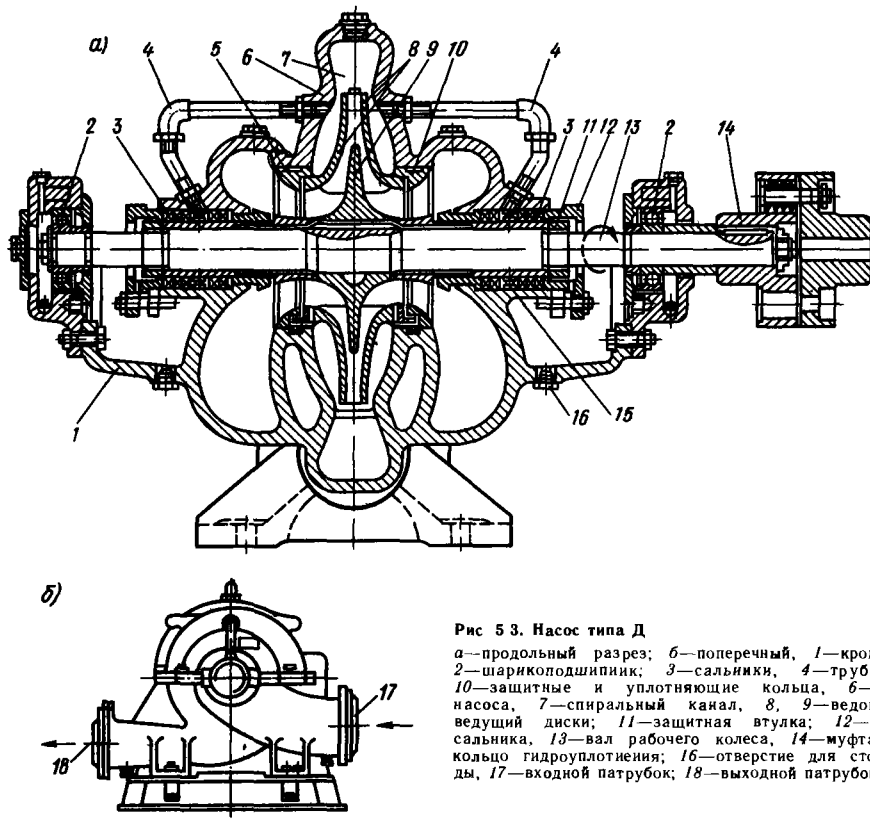


Рис 5 3. Насос типа Д

а—продольный разрез; *б*—поперечный, *1*—кронштейн; *2*—шарикоподшипник; *3*—сальники, *4*—трубки; *5, 10*—защитные и уплотняющие кольца, *6*—корпус насоса, *7*—спиральный канал, *8, 9*—ведомые и ведущий диски; *11*—защитная втулка; *12*—крышка сальника, *13*—вал рабочего колеса, *14*—муфта, *15*—кольцо гидроуплотнения; *16*—отверстие для стока воды, *17*—входной патрубок; *18*—выходной патрубок

вариантов, обеспечивающих среднюю (индекс «а») или нижнюю (индекс «б») характеристику $Q-H$ поля насоса (см. рис. 3.3, *б*; для «а»—пунктирная, для «б»—штрихпунктирная линии характеристики $Q-H$). Номинальному (полному) размеру рабочего колеса, обеспечивающему верхнюю кривую поля $Q-H$, индекс не присваивается.

Уплотнение и защита рабочего колеса от износа осуществляется сменными защитными кольцами. Во избежание возможных осевых смещений рабочее колесо закрепляется на валу защитными втулками с резьбой или гайками с помощью защитных втулок.

Вал рабочего колеса изготовляется из высокопрочной стали. Опорами вала служат шарикоподшипники, смазываемые консистентной смазкой. Для насосов Д6300-80 применяются баббитовые подшипники скользящего типа с кольцевой смазкой, с разъемом по оси насоса и водяным охлаждением; для насосов Д12500-24—подшипники качения с кольцевой смазкой и водяным охлаждением. Для охлаждения подшипников подается техническая вода при напоре 15—20 м в количестве 500 л в 1 ч. В насосах с консистентной смазкой охлаждение подшипников не предусмотрено. Корпус подшипников крепится на кронштейнах, отлитых за одно целое с корпусом насоса. В нижней части кронштейна высверлено отверстие для отвода воды, просачивающейся через сальник.

Корпус насоса представляет собой сложную чугунную отливку с входным патрубком (рис. 5.3, *б*) и спиральным диффузорным отводящим каналом, переходящим в напорный патрубок. Входной и выходной патрубки насосов расположены в нижней части корпуса и направлены в противоположные стороны под углом 90° к оси насоса. Такое расположение патрубков, а также

разъем корпуса по оси насоса обеспечивают возможность вскрытия, осмотра, ремонта и замены различных деталей без демонтажа насоса и трубопроводов.

Вал в местах его выхода из корпуса уплотнен сальниками из хлопчатобумажной набивки, пропитанной графитосолидоловой смазкой. В конструкции сальника предусмотрены водяные камеры, к которым подводится вода для гидроуплотнения сальников. Для насосов с подачей до 1600 м^3/ч включительно и для насоса Д12500-24 вода в водяную камеру подводится по двум трубкам из верхней части корпуса насоса. В насосах с подачей от 2000 м^3/ч при давлении у входа в рабочее колесо ниже атмосферного к водяным камерам необходимо подавать воду от постороннего источника.

Для увеличения ресурса работы насоса корпус и крышка корпуса защищены сменными уплотнительными кольцами.

Привод насосов типа Д осуществляется электродвигателем с помощью упругой муфты. В нормальном исполнении вал вращается против часовой стрелки, если смотреть на насос со стороны электродвигателя; входной патрубок расположен с левой стороны насоса. По особому заказу насосы типа Д поставляются с обратным вращением вала.

Отличительной особенностью насосов типа Д являются высокие значения КПД (73—88%), которые сохраняются в течение всего срока службы насоса, гарантийный ресурс 20 тыс. ч — без ремонта рабочих органов. Работают эти насосы плавно, без вибраций; они удобны и надежны в эксплуатации.

Насосы типа Д имеют подачу 100—12 500 м^3/ч, напор 14—125 м и допустимый кавитационный запас для рабочей части характеристики 3—7,5 м.

ГОСТ 10272—77 регламентирует давление на входе в насос, что в некоторых случаях позволяет использовать эти насосы по схеме последовательной работы.

Широкое применение насосов типа Д на оросительных системах, а также при перекачивании сбросных и дренажных вод ставит перед конструкторами задачу по созданию насосов, способных работать в условиях повышенного содержания взвешенных частиц абразивного и агрессивного характера, причем узлы уплотнения должны работать без подачи осветленной воды.

§ 26. Центробежные вертикальные насосы

Центробежные вертикальные насосы типа В (ГОСТ 19740—74) консольные, одноступенчатые, с осевым входом жидкости в рабочее колесо предназначены для перекачивания воды и других чистых жидкостей.

Основными деталями насоса (рис. 5.4) являются корпус, вал и рабочее колесо. Корпус насоса стальной, спиральный, с верхней крышкой (у насоса две крышки — верхняя и нижняя). У насосов 1200 В и 1600 В — корпус с двухзавитковым спиральным отводом, а у насосов 2000В и 2400В — с трехзавитковым, разделенным перегородками. Многозавитковая конструкция корпуса позволяет значительно снизить радиальное усилие, действующее на вал насоса и направляющие подшипники. Одновременно перегородки увеличивают жесткость корпуса. Корпус насоса опирается лапами на две фундаментные плиты и закрепляется анкерными болтами. Насосы 1200В, 1600В, 2000В и 2400В после установки и выверки оси заливаются бетоном до оси насоса.

Входной патрубок насоса 600В отлит за одно целое с нижней крышкой корпуса и направлен вертикально вниз. У насосов 600В, 800В и 1000В перекачиваемая жидкость подводится по металлической всасываю-

[1] Условное обозначенне насоса (например, 600В-1,6/100-У2): первая цифра — условный проход напорного патрубка, мм; буква — тнп насоса; первая цнфра после буквы — подача, м^3/с; вторая — напор, м, последние буква н цифра — климатическое исполнение н категория размещення (см. приложение III).

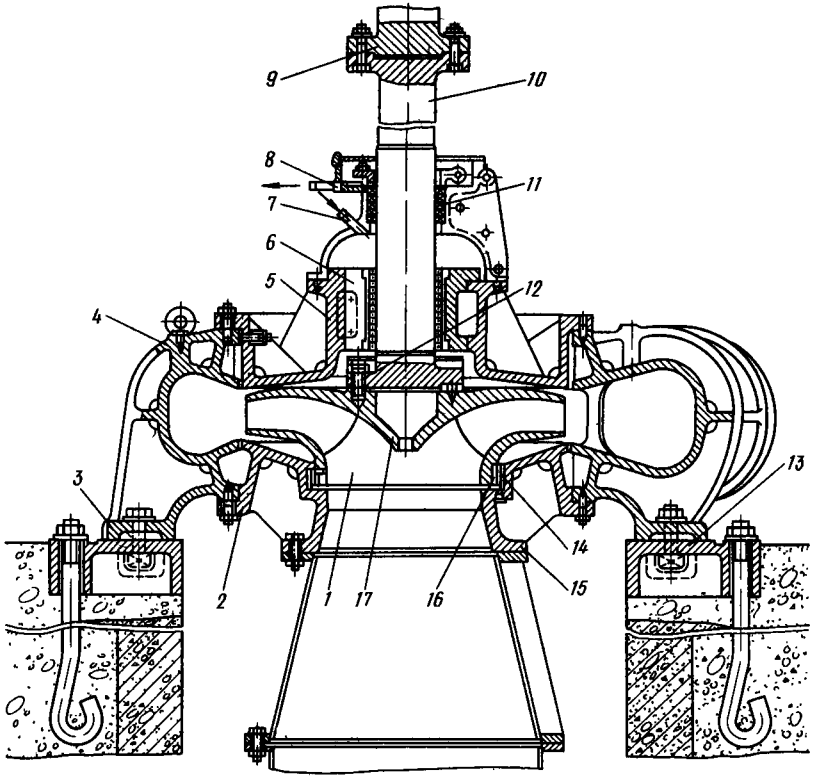


Рис 5 4. Насос типа В

1—рабочее колесо *2*—нижняя крышка, *3*—опорные лапы *4*—корпус насоса *5*—верхняя крышка, *6*—направляющий подшипник; *7*—подвод чистой воды, *8*—отвод дренажных вод, *9*—фланец, *10*—вал рабочего колеса *11*—сальниковое уплотнение, *12*—фланец вала, *13*—фундаментная плита *14*—уплотняющее кольцо; *15*—входной патрубок; *16*—защитное кольцо *17*—колпак

щей трубе и переходному патрубку, который присоединяется в нижней части корпуса на болтах. У насосов 1200В, 2000В и 2400В вода подводится по бетонной всасывающей трубе, присоединяющейся к корпусу насоса с помощью нижнего закладного чугунного кольца. На верхней крышке корпуса крепится направляющий подшипник и сальниковое уплотнение вала.

Вал насоса кованый стальной, около подшипника и сальника защищен электронаплавкой из нержавеющей стали. К подшипникам вала с лигнофолевым вкладышем подводится чистая вода под напором на 7—10 м выше рабочего и с расходом 0,5—1 л/с.

Уплотнение вала выполняют в двух взаимозаменяемых вариантах: двойное торцовое и сальниковое с мягкой набивкой. Оба варианта требуют подвода чистой воды для защиты уплотнения от нагревания и износа абразивными частицами.

Рабочее колесо стальное (у насосов 600В, 800В и 1000В чугунное) с осевым входом жидкости крепится к фланцу вала. Фланец закрывается колпаком, который улучшает гидравлику потока в проточной части колеса. Уплотнение рабочего колеса (щелевое) состоит из двух колец; стальное защитное кольцо прикреплено к колесу, а чугунное уплотняющее— к корпусу насоса (у насоса 600В к нижней крышке). Вследствие того что крышка и переходный патрубок съемные, можно ремонтировать уплотнение колеса без разборки насоса.

Привод насосов типа В осуществляется вертикальными электродвигателями. Соединение валов двигателя и насоса жесткое фланцевое. Фланцы отковываются за

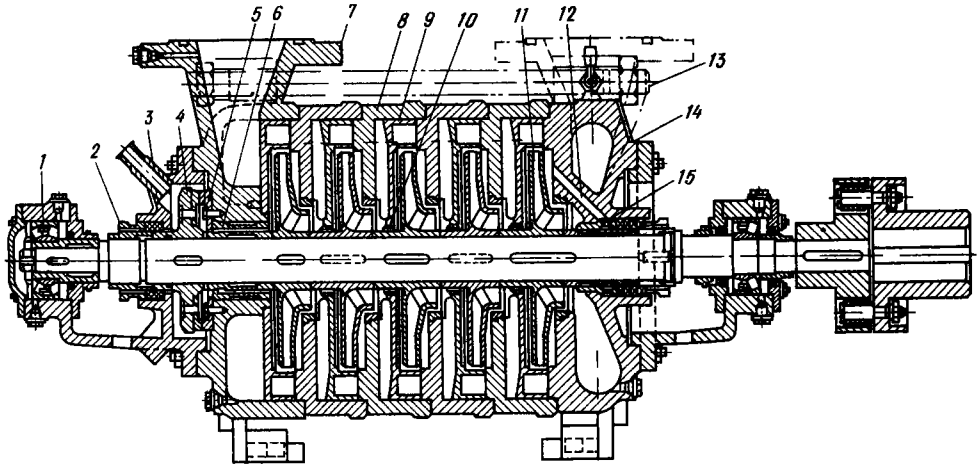


Рис 5 5 Насос типа ЦНС

1—роликовый подшипник *2*—втулка сальника *3*—трубка разгрузки *4*—диск разгрузки, *5*—кольцо разгрузки, *6*—втулка разгрузки *7*—задняя крышка с напорным патрубком *8*—корпус направляющего аппарата, *9*—направляющий аппарат *10*—кольца уплотняющие *11*—рабочее колесо *12*—канал *13*—стяжной болт *14*—передняя крышка с всасывающим патрубком, *15*—кольцо гидроуплотнения при входе

одно целое с валом. Осевые усилия и вес ротора агрегата воспринимаются пятой электродвигателя.

Не рекомендуется применять центробежные вертикальные насосы с длинным валом, так как это требует установки нескольких валов-проставок и дополнительных направляющих подшипников Весьма трудно выполнить тщательную центровку длинного вала с промежуточными сочленениями. Излом же осевой линии вала приводит к вибрации и быстрому выходу из строя направляющих подшипников. Расстояние между фланцами вала электродвигателя и вала насоса регламентируется заводом-изготовителем из расчета установки одного вала-проставки.

Насосы типа В выпускаются 28 типоразмеров с подачей 1.6—25 м^3/с, напором 25—100 м и с вакуумметрической высотой всасывания $H_в = 10 - \Delta h$ (где Δh — кавитационный запас, равный 8—12 м); температура перекачиваемой жидкости 35° С.

Насосы 600В-1,6/100 и 800В-2,5/40 изготовляются серийно, остальные — по индивидуальным заказам.

§ 27. Многоступенчатые центробежные насосы

В многоступенчатых насосах[1] механическая энергия двигателя передается потоку перекачиваемой жидкости последовательно несколькими рабочими колесами, смонтированными на одном валу, в одном секционном корпусе. Напор этих насосов равен сумме напоров, создаваемых каждым установленным рабочим колесом. Многоступенчатые насосы (ГОСТ 10407—83), предназначенные для перекачивания чистой воды с температурой до 60° или до 105° С, разделяются на нормальные и высокооборотные.

Корпус многоступенчатого секционного насоса (рис. 5.5) состоит из отдельных секций, число которых равно числу ступеней минус единица, так как одно колесо расположено в передней крышке. Уплотнение между секциями обеспечивается резиновыми прокладками. Секционная конструкция корпуса насоса позволяет увеличивать или уменьшать число секций и тем са-

[1] Условное обозначение насоса (например, ЦНСГ 38-44-У2): первые буквы — тип насоса (Ц — центробежный, Н — насос, С — секционный, Г — для горячей воды), первая цифра после букв — подача, м^3/ч, вторая цифра — напор, м; последняя буква и цифра— климатическое исполнение и категория размещения (см. приложение III).

мым увеличивать или уменьшать напор, не изменяя подачи. Крышки насоса отлиты за одно целое с всасывающим (задняя крышка) и напориым (передияя крышка, дальняя от электродвигателя) патрубками. Сальник всасывающей секции имеет гидравлический затвор, вода к которому подводится по трубке, выполненной в задней крышке корпуса насоса.

Многоступенчатые насосы типа ЦНС выпускают с числом рабочих колес от 2 до 10. Перекачиваемая жидкость передается от одного рабочего колеса к следующему по виутреннему каналу и лопастям направляющего аппарата. Уплотнение направляющего аппарата и рабочих колес осуществляется уплотняющими кольцами.

Ввиду того что в секционных насосах устанавливается большое число рабочих колес с осевым входом воды, возникают большие гидравлические осевые усилия, для разгрузки которых применяют автоматические разгрузочные устройства в виде уравновешивающего диска (гидравлическая пята). Некоторые иасосы типа ЦНС выпускают с двумя рабочими колесами осевого входа левого и правого вращения. Осевые усилия уравновешиваются симметричным расположением колес. Спиральные диффузорные отводы выполнены в общей отливке корпуса.

Нормальные насосы изготовляют одного типа — секционные с рабочими колесами осевого входа. Подача этих насосов 8—850 м^3/ч, напор 40—1440 м, допустимая вакуумметрическая высота всасывания 4—7 м, КПД 67—77%.

Высокооборотные насосы имеют подачу 38—1000 м^3/ч при напоре 136—2000 м. Насосы устанавливают с подпором на 2—6 м; их КПД 72—80%.

Насосы типа ЦНС предназначеиы для откачивания воды из шахт угольной и горнорудной промышленности. Они находят также примеиение в высоконапорных системах пожаротушения, для подачи воды в высотные здания, для питания паровых котлов, в строительной промышлениости, на транспорте и т. д.

Достоинство секционных насосов состоит в возможности изменения напора путем добавления или уменьшеиия числа секций и в малых габаритах насоса при больших напорах. Недостатки заключаются в сложности разборки и сборки насосов; в невысоком КПД и в большом числе деталей, требующих высокой точности обработки на металлообрабатывающих станках.

§ 28. Скважинные насосы

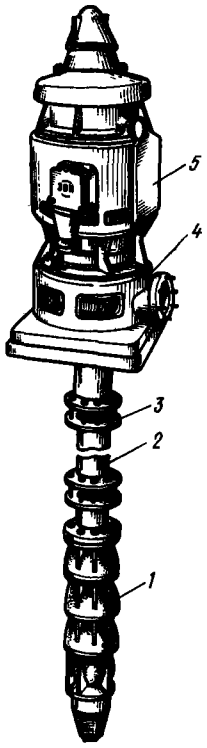
По принципу перекачивания жидкости скважинные насосы относятся к группе многоступенчатых вертикальных насосов.

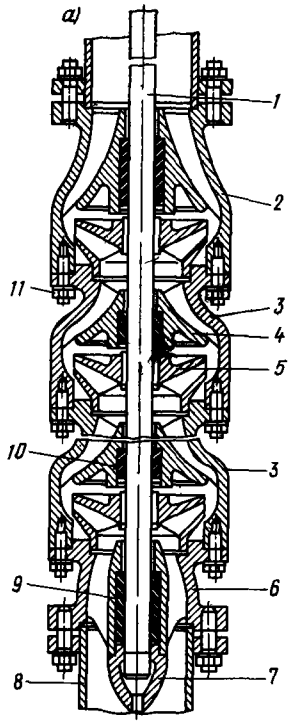
Установка скважиннных насосов в трубчатых колодцах и буровых скважинах предопределяет особенности их конструкции. Эти насосы должны иметь минимальные поперечные размеры, а их внешияя форма должна соответствовать форме круглых обсадных труб, внутри которых их устанавливают. Скважинные насосы изготовляют двух типов: насосы с трансмиссионным валом и погружиые насосы.

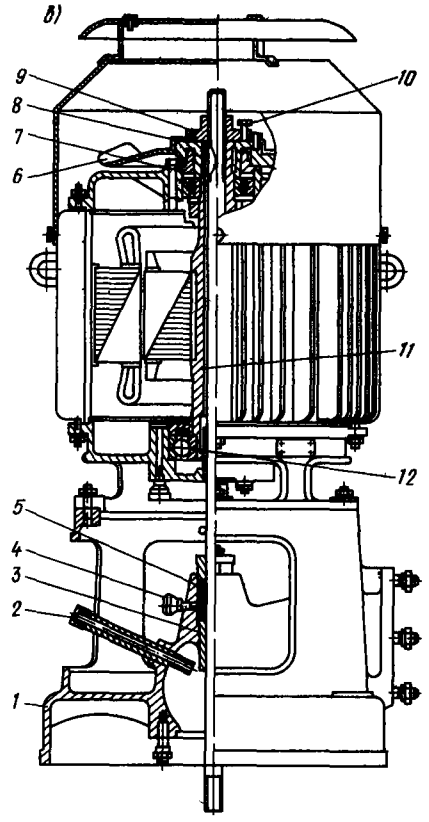
У насосов с трансмиссионным валом приводящий электродвигатель устанавливается над устьем скважины и соединяется с насосом промежуточным трансмиссионным валом. Первый в мире насос с трансмиссионным валом, изобретенный и изготовленный под руководством русского инженера В. А. Пушечникова, был установлен в 1899 г. на Мытищинском водопроводе.

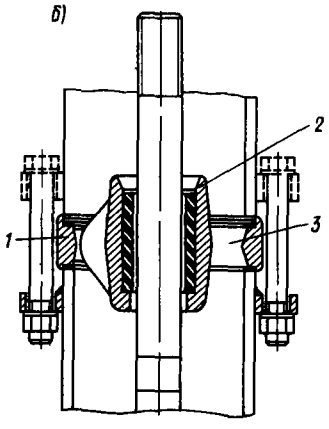
В настоящее время насосостроительные заводы изготовляют скважинные насосные установки (УЦТВ) для скважин с трансмиссионным валом типов[1] НА, А, АТН и ВП,

[1] Условное обозначенне насоса (например, АТН-8-1-22). буквы — тнп насоса (А — артезнанский, Т — турбинный, Н — насос); первая цнфра за буквамн — требуемый диа-









5 6|5.7а|5.7в
5 7б

Рис. 5.6. Схема установки насоса АТН

1—насосный узел *2*—водоподъемная труба, *3*—промежуточный подшипник трансмиссионного вала, *4*—опорная станина, *5*—электродвигатель

Рис. 5.7. Скважинный насос

а—насосный узел, *1*—вал; *2*—корпус верхний, *3*—корпус средний, *4*—направляющий аппарат; *5*—рабочее колесо, *6*—корпус нижний, *7*—обтекатель, *8*—всасывающая труба; *9*—резиновый подшипник, *10*—резиновый вкладыш, *11*—шпилька; *б*—промежуточный подшипник. *1*—обод; *2*—центральная втулка; *3*—ребро; *в*—приводная головка *1*—станина привода; *2*—трубка для заливки воды; *3*—бронзовая втулка; *4*—маслеика; *5*—сальник вала; *6*—вентилятор; *7*—храповик; *8*—муфта контрреверса; *9*—гайка регулировочная, *10*—стопор, *11*—полый вал электродвигателя; *12*—радиально упорный шарикоподшипник

предназначенные для подъема воды из трубчатых колодцев (глубиной не более 125 м) с подачей 30—1200 м^3/ч и напором 30—125 м. Насосы с трансмиссионным валом состоят из трех основных узлов (рис. 5.6): насосного узла, напорного трубопровода с трансмиссионным валом и приводной головки.

Насосный узел (рис. 5.7, *а*) представляет собой группу соединенных шпильками секций корпусов, внутри которых находится вал с насаженными на нем центробежными рабочими колесами.

Вода поступает в нижний направляющий корпус насосного узла через защитную сетку и всасывающую трубу. Потери в защитной сетке обычно не превышают 0,25—0,5%

метр обсадной трубы для установки насоса, уменьшенный в 25 раз, вторая цифра — тип рабочего колеса (1 — закрытого типа), третья цифра — число рабочих колес.

потребляемой мощности. Снижение потерь зависит главным образом от правильного выбора размера и конструкции защитной сетки. Корпус рабочей секции насоса чугунный; во внутренней полости его отлит за одно целое с корпусом направляющий аппарат, имеющий проточку для размещения рабочего колеса. На 10 рабочих секций устанавливается корпус насоса без рабочего колеса, так как во внутренней полости его отлит направляющий аппарат, который служит промежуточной опорой подшипника вала.

Секционная конструкция насосного узла позволяет сравнительно просто изменять число ступеней в насосе и, следовательно, напор насоса.

В трансмиссионных насосах чаще всего применяют закрытые центробежные рабочие колеса с полуосевыми лопаточными отводами либо чисто диагональные. В диагональных рабочих колесах движение воды направлено под углом 45 ° к оси, что позволяет уменьшить наружный диаметр насоса и, следовательно, использовать насос в скважине малого диаметра, обеспечивая достаточно высокую подачу.

Опорами вала служат подшипники, состоящие из резиновых втулок, укрепленных в гнездах направляющих аппаратов корпусов насосного узла. Втулки имеют на внутренней поверхности осевые продольные канавки для прохода воды, которая смазывает и охлаждает трущиеся поверхности втулки и вала. По этим канавкам выносятся водой попавшие в подшипник частицы песка. Шейки вала в местах их соприкасания с резиновыми втулками хромированы, благодаря чему значительно удлиняется срок службы втулок и устраняется опасность коррозии вала.

Фланец верхнего корпуса насосного узла прикрепляется к нижнему концу колонны напорных труб. Напорный трубопровод служит каналом, по которому вода подается от насосного узла к потребителю и в котором находится трансмиссионный вал, соединяющий насосный узел с электродвигателем. Напорный трубопровод и трансмиссионный вал собирают из отдельных секций.

Напорные трубы соединяют между собой с помощью фланцев и болтов. Между фланцами труб находятся промежуточные подшипники трансмиссионного вала (рис. 5.7, *б*) Для смазки подшипников в насос перед его пуском заливают воду через трубку в колене станины. В процессе работы подшипники смазываются перекачиваемой жидкостью. Насосы типа НА не требуют заливки воды перед пуском, так как их трансмиссионный вал заключен в трубу, наполненную маслом.

Приводная головка насоса состоит из станины (рис. 5.7, *в)* и электродвигателя. Чугунная отливка станины служит опорой для водоподъемного трубопровода, который подвешивается в нижней части колена; к верхней его части присоединяется напорный трубопровод. В верхней образующей колена имеется прилив, где установлен сальник. В нижнюю часть сальникового устройства запрессована втулка, над которой находится направляющая бронзовая трубка с уложенной в нее в несколько витков сальниковой набивкой. Между витками набивки помещена смазочная втулка.

Электродвигатели, применяемые для трансмиссионных насосов, имеют следующие особенности:

для восприятия гидравлического усилия и веса вращающихся деталей насосной установки в электродвигателе установлен радиально-упорный подшипник;

вал электродвигателя выполнен полым, в его полости проходит трансмиссионный вал, закрепляемый регулировочной гайкой; с помощью гайки, опирающейся на муфту стопорного устройства, регулируются зазоры между рабочими колесами и направляющими аппаратами в насосном узле;

в верхнюю часть электродвигателя вмонтировано стопорное устройство (храпового типа), не допускающее вращения ротора двигателя в направлении, противоположном заданному.

Насосы типа ВП (скважинные пропеллерного типа) применяют для подачи воды с большим содержанием песка (до 1000 мг/л). Эти насосы широко распространены в ирригационных сооружениях и предназначены для подачи воды 240—280 $м^3/ч$ с напором 4—24 м

Долголетняя практика эксплуатации скважинных трансмиссионных насосов показала их надежность, но одновременно были установлены и их недостатки. Насосный узел обладает высоким КПД (80%), однако длинная трансмиссионная передача, отклонения в центрировании вала и другие недостатки приводят к снижению КПД насосного агрегата на 20—25%. Монтаж трансмиссионного вала и установка промежуточных опорных подшипников значительно усложняют монтаж насосного агрегата. Расположение насосного узла в скважине не позволяет точно отрегулировать зазоры между рабочими колесами и направляющими аппаратами, что приводит к большим объемным потерям, снижению подачи, напора и КПД насоса. Наблюдения за работой насоса АТН-12-1-10 показали, что при изменении зазора от 0,4 до 2,33 мм КПД насосного узла уменьшается на 18%.

Погружной насос представляет собой агрегат, состоящий из центробежного многоступенчатого насоса (рис. 5.8) и погружного электродвигателя с жестким соединением их валов. Таким образом, отпадает необходимость в длинном трансмиссионном вале.

Насосный агрегат подвешивают в скважине на колонне водоподъемных труб и опускают в воду на такую глубину, чтобы верхний фланец клапанной коробки находился ниже динамического уровня в скважине не менее чем на 1,5 м. Днище электродвигателя должно находиться выше фильтра скважины не менее чем на 1 м.

Для забора воды из артезианских скважин в Советском Союзе применяют погружные насосы восьми типов: ЭЦВ, АПТ, АП, АПВ, АПВМ, АЭНП, ЭНП, ГНОМ. В нас-

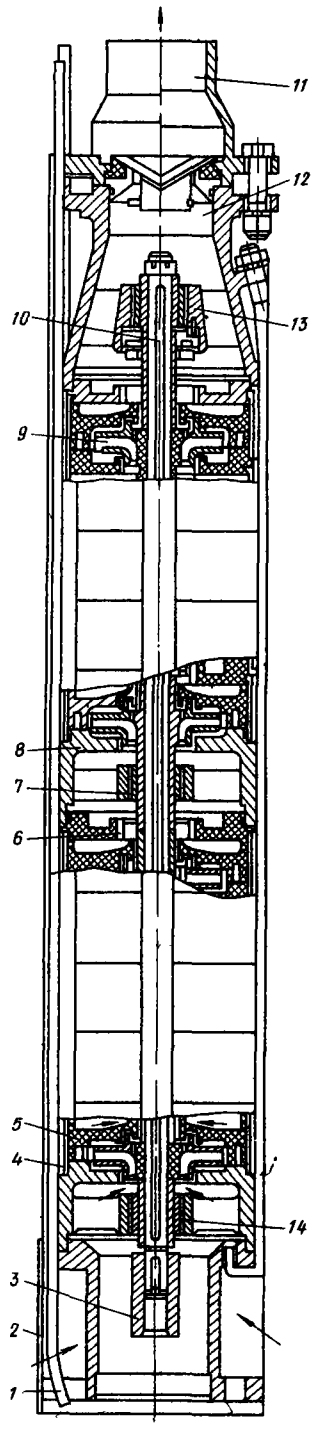


Рис 5 8. Насос ЭЦВ 8-25-300

1—кабель; *2*—перфорированный лист; *3*—муфта, *4*—обойма, *5*—отвод; *6*—втулка, *7*—промежуточный подшипник, *8*—средний корпус, *9*—рабочее колесо, *10*—вал; *11*—водоподъемная труба, *12*—клапанная коробка, *13, 14*—верхний и нижний опорные подшипники

тоящее время насосы АТП, АП, АПВ, АПВМ, ЭНП снимаются с производства и заменяются насосами ЭЦВ.

Погружные электронасосы для воды ЭЦВ выпускаются в соответствии с ГОСТ 10428—79, который предусматривает их изготовление свыше 100 типоразмеров для скважин диаметром 100—500 мм, с подачей воды 0,63—1200 м^3/ч, напором 12—680 м, с общей минерализацией не более 1500 мг/л (сухой остаток), pH = 6,5 ÷ 9,5, с температурой до 25° С и с содержанием хлоридов ие более 350 мг/л, сульфидов не более 500 мг/л, сероводорода не более 1,5 мг/л.

На рис. 5.8 показан многоколесный насос ЭЦВ 8-25-300[1]. Каждая ступень насоса состоит из рабочего колеса, лопаточиого отвода и обоймы. Вода поступает в насос через корпус основания, защищенный перфорированным листом из нержавеющей стали. Рабочее колесо (радиальное, закрытого типа, с гидравлической разгрузкой) фиксируют иа валу относительно лопаточных отводов с помощью распорных втулок и закрепляют шпонкой. Материал рабочих колес—ударопрочный полистирол. Лопаточные отводы имеют радиальиые лопатки на всасывающей и нагнетательиой стороне, которые образуют межлопастные каналы для отвода воды от рабочего колеса предыдущей ступени и подвода воды к колесу последующей ступени. Их выполняют из полипропилена и армируют чугунными кольцами в местах уплотнительных узлов. Стальные обоймы, составляющие корпус насоса, устанавливают между корпусами основания и шарового клапана и стягивают четырьмя стяжками.

Опорами вала служат два резинометаллических подшипника (нижний и верхний). При числе ступеней больше 10 устанавливают дополнительный средиий корпус, в котором размещают дополнительный промежуточный подшипник. Подшипники насоса смазываются откачиваемой водой, а электродвигатель—водой, залитой в полость статора перед его устаиовкой в скважиию. Электронасос никогда не должен работать «всухую»—даже кратковременное включение насоса в работу без воды приводит к повреждению подшипников и обмотки двигателя.

В верхней части насоса расположен шаровой клапан, состоящий из пластмассового обрезиненного шара и корпуса с расточкой под шар. Клапан служит для разгрузки агрегата от давления столба воды в напорием трубопроводе и для предохранения от обратного вращения колес насоса и ротора двигателя при внезапном отключении электродвигателя.

Для привода насоса применяется электродвигатель типа ПЭДВ (П — погружной, ЭД—электродвигатель, В — заполненный водой). Электродвигатель относится к типу мокрых двигателей, т. е. перед опусканием в скважину он должен быть заполнен чистой профильтрованной водой. Кабель для питания электродвигателя опускают в скважину одновременно с монтажом колонны водоподъемных труб и крепят к ним с помощью поясов. Длиа токопроводящего кабеля, входящего в комплект агрегата, должна быть численно равна номинальному напору. Кроме того, к этому значению добавляют 3,5 м (расстояние от скважины до станции автоматического управления) и 1 м на каждые 50 м спуска для компенсации возможного скручивания и прогиба кабеля во время монтажа.

Насосы ЭЦВ других типоразмеров по своей конструкции значительно отличаются от описанного насоса. Так, например, секция насоса ЭЦВ 8-40-65 имеет корпус, отлитый за одно целое с направляющим аппаратом, т. е. она подобна секции артезианского насоса с трансмиссионным валом типов А и АТН.

Поскольку содержание механиче-

[1] Условное обозначенне насоса: буквы — тип насоса (Э — электрнческнй, Ц — центробежный, В — для воды); цифры после букв обозначают: 8 — миннмально допустимый для данного насоса внутренний днаметр обсадной трубы, уменьшенный в 25 раз (8·25 = 200 мм); 25 — подача, м^3/ч; 300— напор, м.

ских примесей более 0,01% приводит к повреждению резинометаллических подшипников, насосы типа ЭЦВ запрещается применять для промывки скважин. Для этой цели рекомендуется применять насосы типа ЭНП, так как ими можно перекачивать воду с содержанием механических примесей до 0,05% по массе. В этих насосах для смазки резинометаллических подшипников и полости электродвигателя используется перекачиваемая жидкость, часть которой очищается центробежным очистителем, расположенным над верхней ступенью насоса. Очищенная вода по полым валам насоса и электродвигателя поступает в камеру подпятника и оттуда через лабиринтный замок направляется в полость электродвигателя.

Погружные насосы по сравнению с артезианскими с трансмиссионными валами имеют ряд преимуществ:

исключается необходимость применения длинного вертикального вала с промежуточными подшипниками, уменьшается металлоемкость насоса;

отсутствие трансмиссионного вала позволяет применять погружные насосы в искривленных скважинах;

упрощается конструкция водоподъемного трубопровода, монтаж и демонтаж насосной установки;

уменьшается площадь павильона над скважиной.

Вследствие этих преимуществ погружные насосы находят широкое применение для подъема воды из трубчатых колодцев и постепенно вытесняют трансмиссионные насосы.

§ 29. Осевые насосы

Осевые насосы[1] (ГОСТ 9366—80) изготовляют двух типов: ОВ—осевой вертикальный насос с жестко закрепленными лопастями рабочего колеса открытого типа (основное исполнение); ОПВ — осевой вертикальный насос с ручным приводом поворота лопастей рабочего колеса. Насосы обоих типов выпускаются с шестью моделями рабочего колеса. Насосостроительные заводы СССР поставляют осевые насосы восьми модификаций: К—с камерным подводом; МК—малогабаритные с камерным подводом; МБК—моноблочные с камерным подводом; Э—с электроприводом разворота лопастей; ЭГ — с электрогидроприводом разворота лопастей; МБ—малогабаритные с электроприводом разворота лопастей; КЭ — с камерным подводом и электродвигателем разворота лопастей; МКЭ—малогабаритные с камерным подводом и с электроприводом разворота лопастей.

Рабочее колесо (рис. 5.9) осевого насоса состоит из втулки с закрепленными на ней профилированными лопастями (число лопастей принимается от 3 до 6). Внутри втулки размещается механизм разворота лопастей, состоящий из рычагов и крестовины, осевое перемещение которой приводит к повороту рычагов и лопастей.

Лопастное колесо размещается в сферической камере, установленной на закладном фундаментном кольце. Вода к рабочему колесу подводится по плавно изогнутому подводу или по камере, которая значительно проще в исполнении. У малогабаритных насосов с камерным подводом КПД снижается на 2—3%. К камере на фланцах присоединен корпус насоса, выполненный в виде цилиндрической трубы, изогнутой под углом. Такая форма проточной части обусловливает максимальную конструктивную простоту осевого насоса по сравнению с другими типами лопастных насосов и обеспечивает минимальные

[1] Условное обозначение осевого насоса (например, ОПВ-2-110ЭГ-У3); буквы — тип насоса, первая цифра после букв—модификация насоса, вторая — диаметр рабочего колеса в см; первые буквы за цифрами — привод разворота лопастей, вторая буква — климатическое исполнение и последняя цифра — категория размещения (см. приложение III)

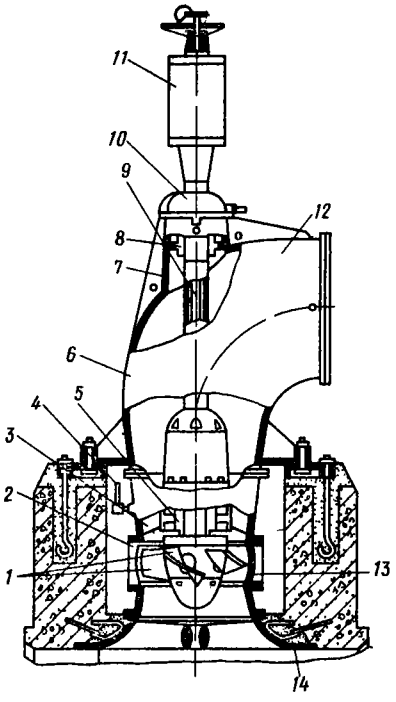


Рис. 5 9 Осевой насос типа ОП

1—лопасти *2*—камера рабочего колеса, *3*—лопасти выправляющего аппарата *4*—подвод воды для смазки нижнего подшипника *5, 10*—нижняя и верхняя опоры вала, *6*—диффузор *7*—опора верхнего подшипника, *8*—уплотнение вала, *9*—шток, *11*—привод механизма, *12*—отвод; *13*—корпус камеры рабочего колеса, *14*—закладное кольцо

габариты насосной установки при больших подачах.

Корпус насоса состоит из диффузора и отвода, направленного у насосов основного исполнения под углом 60°, а у малогабаритных насосов под углом 90°. На корпусе отвода установлены опора верхнего подшипника и торцовое уплотнение вала. Вал полый, внутри его проходит шток, связывающий привод механизма разворота лопастей с самим механизмом. Опоры вала (нижний и верхний направляющие подшипники с лигнофолевыми или резиновыми вкладышами) смазываются водой, подаваемой насосом. Если содержание взвешенных частиц в перекачиваемой жидкости более 50 мг/л, то подшипники изолируют от жидкости манжетами, и вода для смазки подводится по трубам от специального источника. Расход воды для смазки составляет 0,5—2 л/с, а напор должен быть выше напора, развиваемого насосом, на 7 м.

Осевая сила и вес вращающегося ротора воспринимаются пятой электродвигателя.

На рис. 5.10 приведена универсальная рабочая характеристика осевого насоса, имеющего рабочее колесо с регулируемым углом установки лопастей. Рекомендуемое поле работы насоса ограничено толстой линией. Для того чтобы рабочая точка не попала в область неустойчивой работы осевого насоса, на характеристике показана линия *1* допустимого статического напора (при заполненном напорном трубопроводе во время пуска насоса). Углом $\varphi=0°$ обозначают расчетное положение лопастей. Положительные значения φ соответствуют увеличенным углам установки лопастей, а отрицательные—уменьшенным.

Форма рабочего колеса осевого насоса в общем ряду лопастных колес является предельной ($n_s=600\div 1800$). Поэтому колеса работают с отрицательной высотой всасывания, т. е. для обеспечения поступления жидкости в рабочее колесо давление на всасывании должно быть больше атмосферного. Для этого ось рабочего колеса насоса устанавливается ниже расчетного уровня воды в источнике на величину требуемого подпора, т. е. на величину кавитационного запаса. Завышение отметки оси рабочего колеса вызывает образование кавитационных явлений, приводящих к разрушению камеры и лопастей колеса. В настоящее время разработаны самовсасывающие осевые насосы.

Графическая характеристика осевого насоса несколько отличается от графической характеристики центробежного насоса. К особенностям характеристик осевых насосов относят:

крутое падение кривой $Q—H$ и наличие на ней перегиба; максимальный напор, соответствующей подаче $Q=0$, примерно в 1,5—2 раза превышает напор при максимальном КПД;

кривая $Q—H$ падает при увеличении подачи; мощность насоса дости-

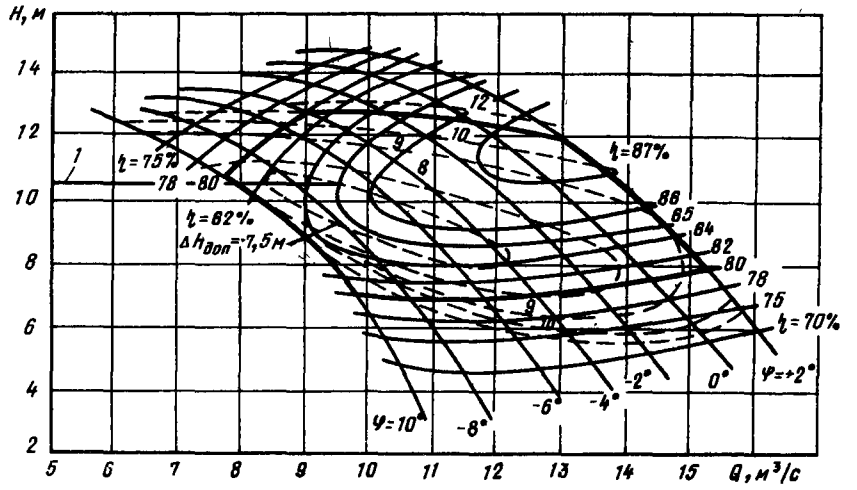


Рис 5 10. Характеристика насоса ОПВ-2-185

гает максимального значения при $Q=0$ (примерно $N_{макс}$ в 1,5—2 раза больше N при КПД$_{макс}$);

небольшая область рабочей части характеристики $Q—H$.

Исходя из указанных свойств зависимости между подачей напором и мощностью, пуск осевого насоса производят при открытой задвижке, так как в этом случае при $H=0$ он потребляет минимальную мощность. При невозможности запуска осевого насоса на открытую задвижку необходимо предусмотреть мероприятия регулирования подачи изменением частоты вращения (многоскоростные двигатели, гидромуфты и т. д.) или применением рабочих колес с поворотными лопастями и перепуском жидкости из напорного трубопровода во всасывающий.

Насосостроительные заводы СССР изготовляют насосы типов ОВ и ОПВ с подачей 0,5—40 м^3/с, напором 2,5—23 м и КПД 84—86%. Насосы предназначены для перекачивания воды с температурой не более 35° С и содержанием взвешенных частиц не более 3000 мг/л (из них абразивных частиц допускается не более 2%). По особому заказу могут быть изготовлены насосы для перекачивання морской воды.

Осевые насосы широко применяются в качестве циркуляционных на тепловых электростанциях, в шлюзовых установках, в ирригационных системах, на станциях I подъема городских и производственных систем водоснабжения, на канализационных насосных станциях.

§ 30. Динамические насосы для сточных вод

Центробежные лопастные насосы, предназначенные для перекачивания сточных вод, должны удовлетворять особым требованиям, выдвигаемым характером перекачиваемой жидкости, содержащей большое число крупных и мелких отбросов. Кроме того, в сточной жидкости всегда содержится песок (в среднем 160 кг на 1000 м^3 жидкости). Состав сточной жидкости обуславливает некоторые конструктивные особенности динамических насосов для сточных вод, а именно:

рабочее колесо закрытого типа значительно шире и имеет меньшее число лопаток, чем колесо насосов, перекачивающих чистую воду;

лопаткам придается более обтекаемая форма;

на корпусе насоса и на входном патрубке имеются люки-ревизии;

в зону сальникового устройства подается чистая вода;

внутренняя полость корпуса защищена сменными дисками.

Согласно ГОСТ 11379—80[1] динамические насосы для сточной жидкости должны выпускаться следующих типов: СД—центробежные; СДС—свободновихревые. По расположению вала насосы могут быть горизонтальными, вертикальными (В) и полупогружными (П). Насосы изготовляются с сальниковым или торцовым (Т) уплотнением вала и без уплотнения, одноступенчатыми и двухступенчатыми (2). Насосы типа СДС—горизонтальные, с сальниковым уплотнением вала, одноступенчатые.

Динамические насосы[2] типов СД и СДС предназначены для перекачивания городских и производственных сточных вод и других неагрессивных жидкостей плотностью 1050 кг/м^3 с pH = 6 ÷ 8,5, с температурой до 80° С и содержанием абразивных частиц размером до 5 мм не более 1% по массе. Эти насосы выпускаются на подачу 1,9—3000 л/с при напоре 5,5—110 м и КПД 45—83%.

Корпус насоса (рис. 5.11) имеет спиральный отвод упрощенной формы без выступающих частей. Проточные каналы насоса выполняют более широкими по сравнению с каналами насосов, перекачивающих чистые жидкости. Обтекаемые поверхности рабочего колеса (передний и задний диски) устанавливают заподлицо с поверхностью спирального канала. Рабочее колесо одностороннего входа закрытого типа имеет от двух до пяти лопаток обтекаемой формы. Благодаря уширению колеса и малому числу лопаток образуются межлопастные каналы значительных размеров, через которые можно пропускать жидкость с крупными механическими примесями.

Всасывающий патрубок расположен по оси насоса, напорный направлен вертикально вверх. При необходимости по условиям отвода жидкости напорный патрубок может быть повернут на 90, 180 или 270°. У насосов СД 2400/75 напорный патрубок расположен в нижней части корпуса под углом 90° к вертикальной оси насоса (конструкция насоса не позволяет разворачивать патрубок). Всасывающий патрубок насосов крепится к крышке корпуса насоса на болтах, что дает возможность открывать крышку и заменять рабочее колесо не снимая насос с фундаментной плиты. У насосов СД 2400/75,5 всасывающий патрубок отлит за одно целое с передней крышкой корпуса насоса. На всасывающем патрубке и корпусе насоса, а у вертикальных насосов (рис. 5.12) и в нижней крышке корпуса предусмотрены люки-ревизии, через которые можно очищать колесо и корпус насоса при засорении отбросами. Для предохранения от износа верхней и нижней крышек корпусов крупногабаритных насосов устанавливают сменные защитные диски, изготовленные из стали или из отбеленного чугуна.

Вал насоса вращается в подшипниках качения, у крупногабаритных насосов—в подшипниках скольжения, имеющих разъемный резиновый или лигнофолевый (у насоса СДВ 9000/45) вкладыш. Подшипник скольжения смазывается и охлаждается чистой водой из производственного водопровода под давлением, на 0,1 МПа превышающим давление в напорном патрубке насоса. Подшипник скольжения защищен от проникания транспортируемой жидкости резиновым уплотнителем. Вал вертикального насоса соединяется с валом электродвигателя фланцами через трансмиссионный вал-проставку длиной не менее 1,5 м. Осевая сила и вес вращающихся деталей воспринимаются пятой электродвигателя.

Для защиты вала от износа под сальником предусмотрена защитная втулка. У крупногабаритных насосов вал около подшипника и торцового уплотнения имеет защитное покрытие из коррозионно-стойкой стали, нанесенное методом электронаплавки. Для охлаждения сальникового уплотнения и создания гидравличес-

[1] До 1980 г. изготовлялись насосы типов ФГ и ФВ (фекальные горизонтальные и вертикальные).

[2] Условное обозначение насоса (например, СД 800/32): буквы — тип насоса; первая цифра после букв — подача, м^3/ч; вторая — напор, м.

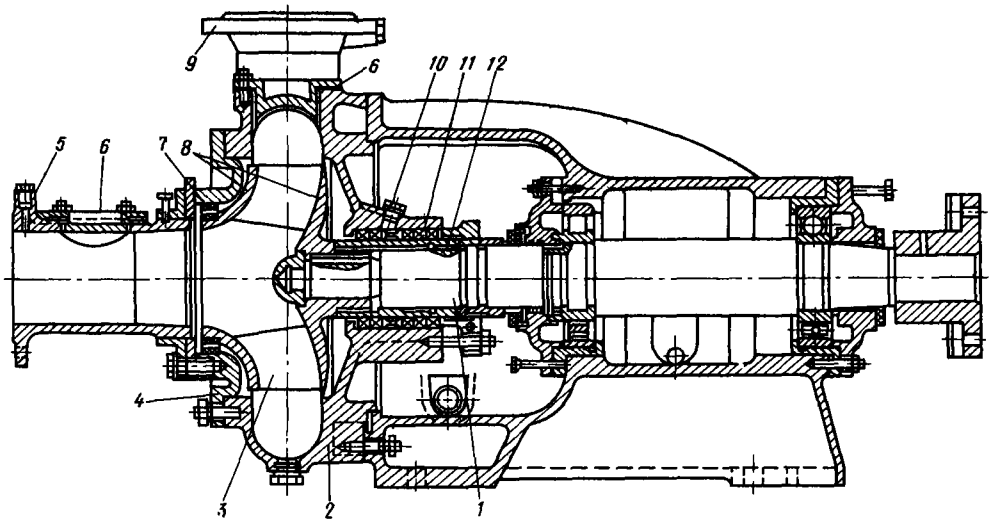
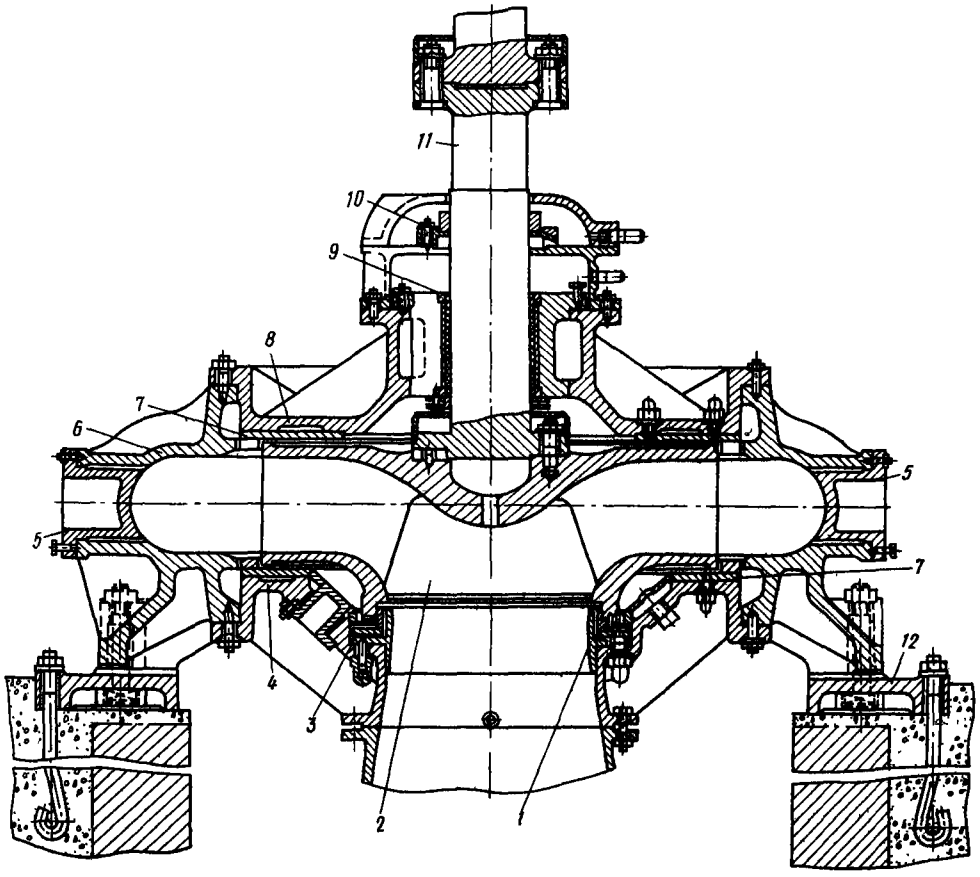


Рис 5.11 Насос типа СД

1—вал; *2*—корпус; *3*—рабочее колесо; *4*—передняя крышка корпуса; *5*—входной патрубок, *6*—люки ревизии, *7*—защитные уплотняющие кольца, *8*—передний и задний диски рабочего колеса;. *9*—выходной патрубок, *10*—подвод чистой воды; *11*—сальниковое уплотнение; *12*—защитная втулка

Рис 5.12. Насос типа СДВ

1—защитное кольцо; *2*—рабочее колесо, *3*—регулируемое уплотняющее кольцо, *4*—нижняя крышка корпуса, *5*—люк прочистка, *6*—корпус, *7*—защитные диски; *8*—верхняя крышка корпуса; *9*—подшипник скольжения, *10*—торцовое уплотнение вала; *11*—вал, *12*—фундаментная плита



кого затвора во время работы насоса к сальнику из системы производственного водопровода подводится чистая вода под давлением, превышающим напор в выходном патрубке на 2—5 м для малогабаритных насосов и на 10—20 м для крупногабаритных.

Для перекачивания бытовых и близких им по составу производственных сточных вод помимо насосов типов СД и СДС можно использовать насосы массные ФСД, ФМ, БМ и ФМД (Ф—фекальный, С—смесительный, Д — двусторонний. М—массный, Б—бумажный), рассчитанные на перекачивание жидкости с содержанием взвешенных механических примесей. Насосы этих типов обычно применяют для перекачивания бумажно-целлюлозной массы, водной суспензии, волокон целлюлозы. Конструкция их в основном такая же, как и насосов СД и СДС, поскольку к ним предъявляются одни и те же требования в отношении незасоряемости и удобства прочистки. Эти насосы одноколесные с рабочим колесом открытого типа двустороннего (у насосов ФСД и ФМД) и одностороннего (у насосов ФМ и БМ) входа и осевым разъемом корпуса. По обе стороны рабочего колеса установлены защитные диски (из стали или из отбеленного чугуна). Всасывающий и напорный патрубки (у насосов ФСД и ФМД) расположены в нижней части корпуса и направлены в противоположные стороны под углом 90° к оси насоса. Такое расположение патрубков и осевой разъем корпуса обеспечивают возможность осмотра, ремонта и замены рабочих органов насоса без демонтажа трубопроводов и электродвигателя.

Насосы типов ФСД, ФМ и ФМД выпускаются с подачей 45—610 л/с при напоре 11—39 м; насосы БМ — с подачей 5—10 л/с при напоре 6—85 м.

В настоящее время насосостроительные заводы Советского Союза приступили к серийному выпуску насосов-дробилок горизонтальных (НДГ 45/7, НДГ 190/9, НДГ 320/17). Насосы-дробилки применяются для перекачивания бытовых и производственных сточных вод плотностью до 1050 кг/м^3, а также осадков из первичных отстойников с общей концентрацией отбросов не более 4 кг/м^3.

Насос-дробилка представляет собой динамический насос для сточной жидкости (рис. 5.13, *а*) со встроенным дробящим устройством (рис. 5.13, *б*), которое состоит из вращающейся втулки с окнами шириной 16 мм на боковой поверхности и неподвижного резца. Зазор между внутренней поверхностью втулки и резцом регулируется винтами и составляет 0,05—0,1 мм. Втулка устанавливается в зоне входного отверстия рабочего колеса насоса и закрепляется двумя болтами. Входные окна имеют острые кромки. Резец закреплен в пазу всасывающего патрубка, острая кромка его сориентирована против вращения рабочего колеса. Дробление крупных включений происходит между острыми кромками окон втулки и резца.

Наблюдение за работой дробящего устройства, регулирование его и замена резцов осуществляются через люк-отверстие на всасывающем патрубке насоса. Завод-изготовитель гарантирует работу одного резца в течение трех лет.

При применении насоса-дробилки на канализационных насосных станциях отпадает необходимость в установке решеток, транспортеров, сортировочного стола, дробилок, подъемных механизмов и, как следствие, сокращается число персонала, обслуживающего помещения решеток.

Для перекачивания бытовых и производственных сточных вод плотностью 1050 кг/м^3, с температурой до 40° С, содержанием абразивных частиц размером до 5 мм не более 1% по массе и неабразивных механических включений, не склонных к налипанию, размером не более 0,8 D (где D — диаметр всасывающего патрубка) в количестве не более 90—100 л на 1000 м^3 сточной жидкости применяют канализационные погружные насосы ЭЦК 16/6, ЭЦК

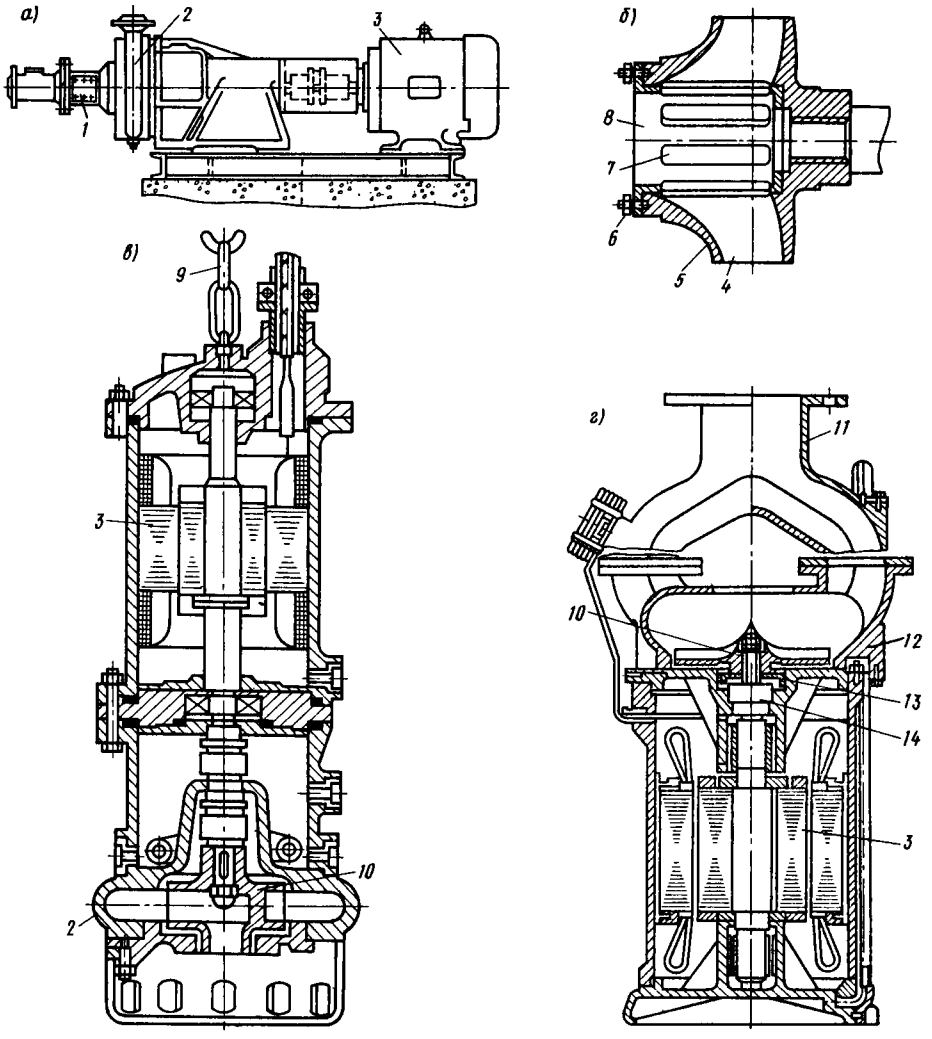


Рис. 5.13. Насосы для перекачивания загрязненных жидкостей

а—насос дробилка; *б*—рабочее колесо насоса дробилки, *в*—насос ЭЦК 16-6; *г*—насос ЦМФ; *1*—люк для установки резцов, *2*—корпус, *3*—электродвигатель; *4*—лопасть; *5*—передний диск; *6*—шпилька для крепления втулки к рабочему колесу; *7*—окно, *8*—втулка, *9*—цепь для погружения насоса; *10*—рабочее колесо; *11*—выходной патрубок, *12*—лопаточный отвод, *13*—лабиринтное уплотнение; *14*—торцовое уплотнение

50/10 и ЭЦК 100/10*. Канализационные погружные насосы (рис. 5.13, *в*) изготовляют в двух исполнениях: в переносном — для откачивания сточных вод из емкостей и аварийного откачивания из канализационных колодцев; в стационарном — для установки на канализационных насосных станциях.

Насос типа ЭЦК представляет собой моноблочный агрегат, состоящий из герметизированного встроенного электродвигателя и насоса. Рабочее колесо лопастное центробежного типа. Лопасть выполнена в виде спирали.

Для перекачивания фекальной жидкости в животноводческих комплексах применяют моноблочные электронасосы (ЦМФ) (рис. 5.13, *г*). Эти насосы обеспечивают забор и пе-

* Условное обозначение насоса: буквы — тип насоса (Э — электрический, Ц — центробежный, К — канализационный); первая цифра после букв — подача, $м^3/ч$; вторая — напор, м.

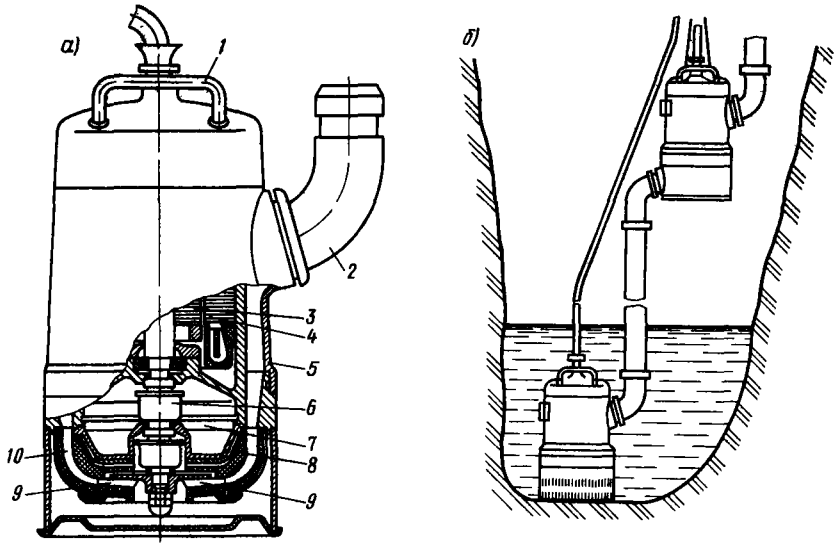


Рис. 5.14 Насос ГНОМ

а—общий вид *1*—ручка; *2*—напорный патрубок, *3*—ротор; *4*—статор; *5*—корпус насоса, *6*—торцевое уплотнение; *7*—разделительная камера; *8*—отвод, *9*—рабочее колесо; *10*—кольцевой канал, *б*—схема последовательной установки двух насосов ГНОМ

рекачивание плавающих в фекальной жидкости твердых включений (соломы, кормовых отходов и других посторонних предметов) размером до 100×60 мм. Влажность перекачиваемой фекальной жидкости должна быть не менее 60%, температура — до 35° С. Подача этих насосов составляет 160 м^3/ч, напор — 10 м, мощность двигателя — 20 кВт, масса насоса — 340 кг. Электронасос представляет собой вертикальный насосный агрегат с приводом от электродвигателя, узлы которого входят в конструкцию насоса. Электродвигатель охлаждается водой (из сети), которая подается по трубкам в его полость. Электронасос используется для перемещения верхних и нижних слоев жидкого навоза в навозохранилища, для забора и перекачивания его по трубопроводу в другие емкости и транспортные средства.

Переносные погружные моноблочные центробежные электронасосы ГНОМ* предназначены для откачивания вод плотностью 1250 кг/м^3, с температурой до 35°С, pH = 5 ÷ 10 и содержанием механических примесей (песка, цемента, глины) размерами до 5 мм, не превышающими 10% по массе. Электронасосы во взрывозащищенном исполнении (В) допускают перекачивание жидкости на взрывоопасных производствах.

Электронасосы ГНОМ широко применяют для откачивания гравийно-глинистых и грунтовых вод из котлованов и траншей, а также бытовых и производственных сточных вод при эксплуатации гидросооружений, метрополитена и шахт, при ремонтных работах на водопроводных и канализационных сетях, а также в сельском хозяйстве для осушения и орошения.

Корпус насоса ГНОМ (рис. 5.14, *а*) цилиндрический с кольцевым каналом, изготовлен из сплава АЛ-9 (алюминий), разъемный. Торец корпуса закрыт съемной крышкой. В нижней части боковой поверхности корпуса размещена защитная сетка, через которую вода поступает к рабочему колесу. Насос ГНОМ устанавливают вертикально на дно котлованов и траншей или подвешивают на тросе на требуемой глубине.

* Условное обозначение насоса (например, ГНОМ 15-16 В2Т3). буквы — тип насоса (Г — для грязной воды, Н — насос, О — одноступенчатый, М—моноблочный), первая цифра после букв — подача, м^3/ч; вторая — напор, м, последние буквы и цифры (В2Т3) — категория и группа взрывоопасной смеси

Рабочая часть насоса состоит из открытого рабочего колеса и гуммированного отвода, по которому поток перекачиваемой жидкости отводится в кольцевой канал между корпусом насоса и статором электродвигателя. Гуммирование отвода и крышки корпуса износостойкой резиной уменьшает их износ и значительно повышает срок службы насоса. Вода из кольцевого канала поступает в напорный патрубок, расположенный в верхней части корпуса насоса, к напорному патрубку присоединяется резинотканевый рукав.

Рабочее колесо насажено на удлиненный вал трехфазного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором. Узлы электродвигателя входят в конструкцию насоса. Внутренняя полость электродвигателя со стороны удлиненного корпуса вала отделена от проточной части насоса двойным торцовым уплотнением, находящимся в разделительной камере. В камеру заливается масло, которое смазывает пáры трения и отводит от них тепло, а также является затвором, предотвращающим проникание перекачиваемой жидкости в полость электродвигателя.

Насосы ГНОМ охлаждаются откачиваемой жидкостью, а электродвигатель — перекачиваемой жидкостью, протекающей по кольцевому каналу корпуса.

Установку и перемещение электронасоса ГНОМ производят с помощью ручек или рым-болтов (ГНОМ 100-25). В конструкции электронасоса ГНОМ 16-15 предусмотрено последовательное соединение двух насосов (рис. 5.14, *б*).

§ 31. Водокольцевые насосы

Водокольцевые вакуумные насосы предназначены для создания вакуума в насосах или в других аппаратах. Они также могут быть использованы как воздуходувки для создания невысокого напора (3—22 м) при использовании сжатого воздуха в технологическом процессе очистки воды.

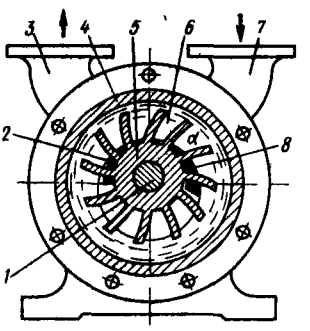


Рис. 5.15. Водокольцевой вакуум-насос ВВН
1—вал; *2*—нагнетательное окно, *3*—нагнетательный патрубок; *4*—цилиндрический корпус, *5*—рабочее колесо; *6*—водяное кольцо; *7*—всасывающий патрубок, *8*—всасывающее окно

Спроектированы водокольцевые насосы по очень простой схеме (рис. 5.15). Вал рабочего колеса установлен эксцентрично в цилиндрическом корпусе насоса. Перед пуском корпус насоса заполняется водой примерно до оси вала. При вращении лопасти рабочего колеса захватывают воду, и под действием центробежных сил она отбрасывается к стенкам корпуса насоса, образуя концентрическое водяное кольцо. В верхней точке корпуса, где лопасть рабочего колеса соприкасается с корпусом насоса, нижняя граница водяного кольца соприкасается со ступицей рабочего колеса, а в диаметрально противоположной точке водяное кольцо максимально удалено от ступицы колеса, и погруженными в воду остаются лишь концы лопаток. Образовавшееся серповидное пространство между втулкой рабочего колеса и водяным кольцом и является рабочей полостью. Эта полость разделена лопатками рабочего колеса на отдельные ячейки

При вращении рабочего колеса (по ходу часовой стрелки) объемы ячеек в зоне всасывания увеличиваются и создается вакуум. Под действием вакуума воздух по входному патрубку через всасывающее окно поступает в рабочую полость. При дальнейшем вращении рабочего колеса объемы ячеек в зоне нагнетания уменьшаются, воздух в них сжимается и через нагнетательное окно по выходному патрубку подается в воздухо-

сборник или выбрасывается в атмосферу.

Для поддержания постоянного объема водяного кольца и для отвода тепла, образующегося при сжатии воздуха и трении уплотнителей, в корпус насоса непрерывно подается вода из водопровода или из циркуляционного бачка.

Охлаждающая вода вводится в корпус насоса через полость гидравлического затвора сальника в месте максимального выхода лопаток колеса из водяного кольца. Расход охлаждающей воды составляет для насосов типов ВВН и ВК 0,07—1 л/с, а для насосов типа РМК 0,5—2 л/с. Чтобы избежать износа торцов крышек и корпуса насоса, охлаждающая вода должна быть чистой, без механических примесей.

При применении вакуум-насоса для заливки насосов, перекачивающих загрязненные жидкости, необходимо устанавливать предохранительный бак для устранения возможности попадания загрязненной воды в водокольцевой насос.

Водокольцевые насосы выпускаются следующих типов: ВВН—водокольцевой вакуум-насос; ВК—водокольцевой компрессор; ДВК—водокольцевой вакуум-насос двойного действия. Выпуск водокольцевых насосов РМК прекращен (ротационные машины, компрессоры), но они еще широко применяются на очистных сооружениях. Подача насосов составляет 6,6—450 л/с (0,4—27 м^3/мин) при температуре воздуха перед всасывающим патрубком 20 °С и при температуре воды, поступающей в водокольцевой насос, 15 °С, максимальный вакуум — 80—97%, максимальный напор — 3—22 м, напор перед всасывающим патрубком — 10 м.

Заводы-изготовители по заказу потребителей поставляют водокольцевые насосы как вакуум-насосы или как водокольцевые компрессоры (воздуходувки) с соответствующим комплектующим оборудованием. Различие в комплектующем оборудовании между вакуум-насосами и воздуходувками состоит лишь в устройстве воздухосборного бака.

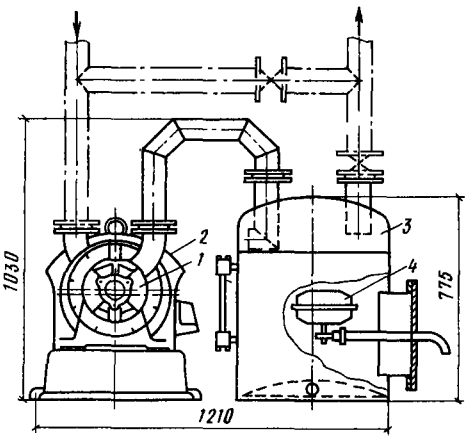


Рис 5.16. Схема установки воздуходувки ВНК
1—воздуходувка; *2*—электродвигатель, *3*—воздухосборник, *4*—поплавок водоотводчика

Для вакуум-насоса поставляется водосборник, оборудованный рефлектором для удаления отделившегося воздуха в атмосферу и сливной трубой для отвода воды в канализацию, а для воздуходувки—воздухосборник, в котором собирается сжатый воздух, для удаления отделившейся воды установлен поплавковый регулятор уровня (водоотводчик). Водосборник или воздухосборник устанавливают около насоса на полу или на фундаменте насоса (рис. 5.16). При необходимости изменить место их установки следует иметь в виду, что увеличение длины напорного трубопровода, соединяющего насос с баком, повышает противодавление на нагнетательной стороне, что снижает подачу и вакуум.

Водокольцевые насосы выпускаются двух типов: В—простого действия и ДВ—двойного действия. Насосы этих типов изготовляются в двух исполнениях: ВН для работы в качестве вакуум-насоса и К—в качестве компрессора.

Компрессоры отличаются от вакуум-насосов при одной и той же подаче размерами и расположением распределительных окон, что позволяет уменьшить удельные затраты мощности при работе компрессора на нагнетание воздуха.

Водокольцевые насосы не чувствительны к запыленности воздуха (газа) и не требуют его очистки, до-

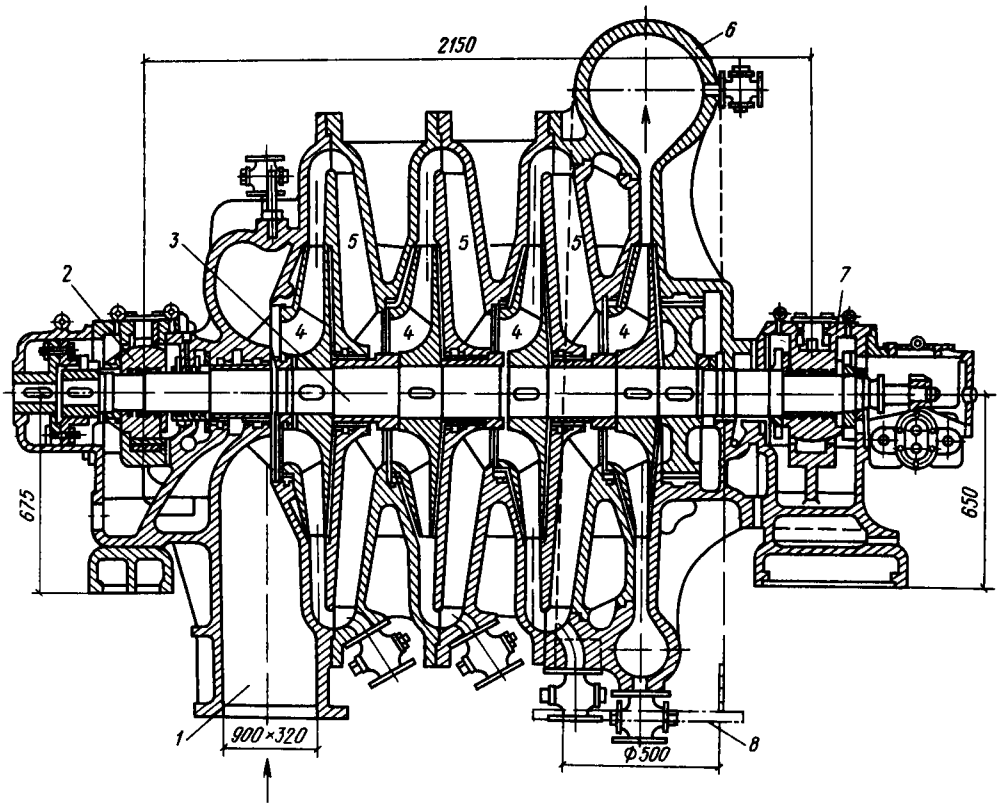


Рис. 5 17 Четырехступенчатая турбовоздуходувка

1—входной патрубок, *2*—опорный подшипник; *3*—вал, *4*—рабочие колеса; *5*—неподвижные кольцевые конфузоры, *6*—выходной патрубок; *7*—опорно упорный подшипник, *8*—разгрузочная труба

пускают попадание в насос жидкости вместе с засасываемой средой. Они могут применяться для отсасывания взрывоопасных газов, так как в рабочем пространстве насоса отсутствуют трущиеся металлические поверхности и масло.

§ 32. Воздуходувки

На станциях аэрации и на сооружениях, где требуются большие расходы сжатого воздуха с напором до 10 м, применяются турбовоздуходувки (ТВ) и нагнетатели типов 360 и 750. При напорах свыше 10 м применяют многоступенчатые турбовоздуходувки (до 30 м) или турбокомпрессоры (30 — 100 м). Турбовоздуходувки, турбокомпрессоры и нагнетатели работают по такому же принципу, что и центробежные насосы. Сжатие и нагнетание воздуха в них происходит под действием центробежной силы, которая возникает при вращении рабочего колеса. Воздух из рабочего колеса попадает в неподвижный кольцевой диффузор, который служит для превращения кинетической энергии воздуха, полученной им в рабочем колесе, в потенциальную энергию (напор). Для этого диффузор снабжен лопатками, образующими вместе с диффузором направляющий аппарат.

Турбовоздуходувки бывают одно- и многоступенчатыми. Одноступенчатые турбовоздуходувки развивают напор 3—6 м, многоступенчатые — 6 — 30 м. Многоступенчатые турбовоздуходувки изготовляют с числом ступеней не более четырех, с односторонним (рис. 5.17) и двухсторонним всасыванием.

Корпус турбовоздуходувки чугунный литой с осевым разъемом состоит из секций, отделенных друг от друга перегородками (так называемыми диафрагмами). Внутри корпу-

са вращается ротор, состоящий из вала и насаженных на него рабочих колес. Вал ротора ступенчатой формы с утолщением от концов к середине (для удобства прессовой посадки колес на вал) изготовляют из углеродистой стали. Вал имеет две шарикоподшипниковые опоры (в некоторых конструкциях — три).

Рабочие колеса турбовоздуходувных машин, как правило, бывают закрытыми с лопатками, отогнутыми назад относительно направления вращения вала. Колеса с такими лопатками отличаются высоким гидравлическим КПД и обеспечивают широкую зону устойчивости работы. Для изготовления лопаток используют никелевую сталь, а дисков — хромомолибденовую (в менее ответственных случаях — высококачественную углеродистую сталь).

Турбовоздуходувки работают без охлаждения сжимаемого воздуха, так как при развиваемых давлениях температура воздуха повышается только до 170 — 200°С. Для турбокомпрессоров применение охлаждения является обязательным.

Смазка подшипников кольцевая, жидким маслом; масло заливается через сетку-фильтр, помещенную в верхней крышке корпуса подшипника. Масло в подшипниках охлаждается водой, подаваемой в нижнюю часть корпуса опоры подшипников. Расход воды на охлаждение составляет от 2,1 (для ТВ) до 20—40 $м^3$/ч (для нагнетателей типов 360 и 750).

В системах воздухоподачи может возникнуть неустойчивая работа (явление помпажа), так как характеристика турбовоздуходувки имеет западающий участок — зону неустойчивой работы (см. § 17). Явление помпажа обусловлено рядом причин и крайне нежелательно при параллельной работе нескольких турбовоздуходувок. Нарушение постоянства рабочего режима системы особенно опасно ввиду резкого скачкообразного повышения давления в потоке и как следствие увеличения давления в воздухопроводе и в рабочих узлах установки.

Для защиты установок от помпажа заводы-изготовители поставляют противопомпажные устройства с выпускным клапаном, обеспечивающие автоматический сброс избыточного количества воздуха при достижении нагнетателем критической подачи.

Опыт эксплуатации турбовоздуходувок и нагнетателей показывает, что при постоянстве режима работы установок — потребителей воздуха — помпаж не наблюдается. Например, уровень воды в аэротенках, куда подается воздух, сравнительно постоянный, и поэтому объем и давление подаваемого воздуха не изменяются в больших пределах. Это создает для турбовоздуходувки или нагнетателя постоянный режим работы системы и при надлежащем выборе режимной точки работы исключает возможность возникновения помпажа. Институт Союзводоканалпроект применил ряд конструктивных узлов для нагнетателей 360-21-1, исключающих противопомпажные устройства: на основном нагнетательном воздухопроводе устанавливается задвижка, а также отвод с задвижкой для сброса воздуха в атмосферу.

Отечественная промышленность изготовляет турбовоздуходувки 15 типоразмеров с подачей 6000—30000 $м^3$/ч при напоре 1—8 м и нагнетатели 5 типов с подачей 1500—69000 $м^3$/ч при напоре 1,3 — 23,5 м; мощность электродвигателя 15 — 2350 кВт.

§ 33. Насосы-дозаторы

В реагентном хозяйстве станций водоподготовки и очистки питьевой воды применяют насосы типа НД*.

* Условное обозначение насоса (например, НД 2,5-100/250Д14А) первые буквы — тип насоса (НД — насос дозировочный), первая цифра после букв—категория точности дозирования; вторая—подача, л/ч, третья—напор, м; первая буква после цифр—материал гидроцилиндра (Д — сталь 20Х13); последние цифра и буква — исполнение двигателя и механизма (14А — невзрывозащищенное исполнение).

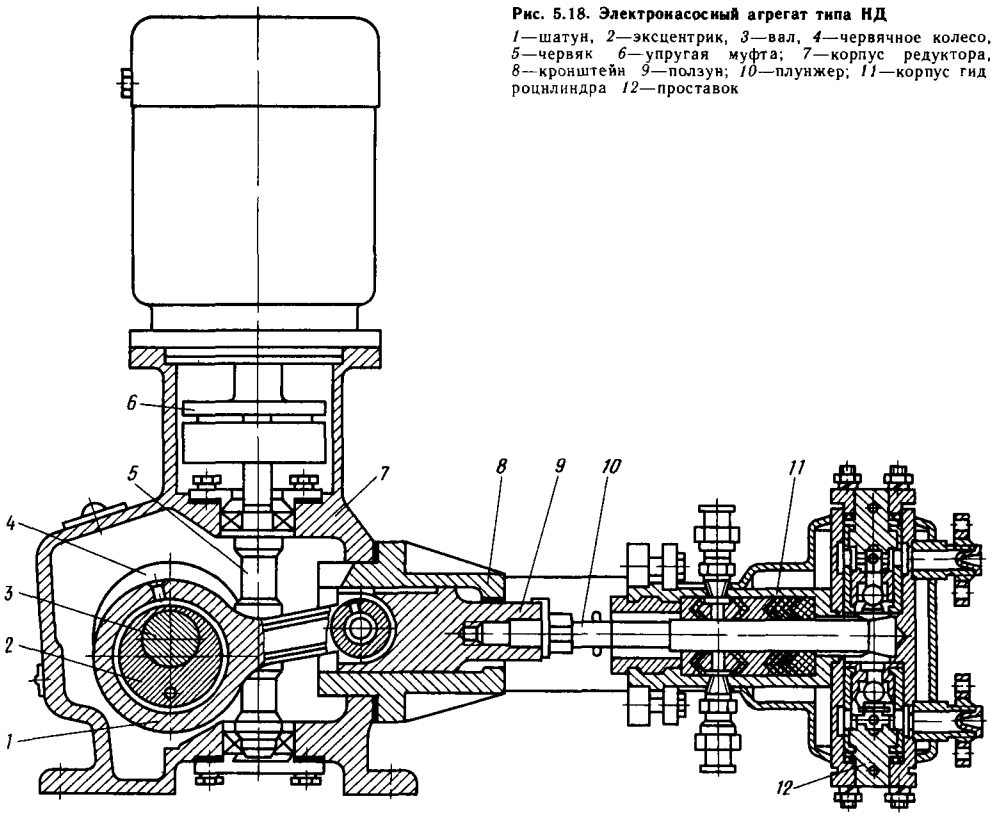


Рис. 5.18. Электронасосный агрегат типа НД

1—шатун, *2*—эксцентрик, *3*—вал, *4*—червячное колесо, *5*—червяк *6*—упругая муфта; *7*—корпус редуктора, *8*—кронштейн *9*—ползун; *10*—плунжер; *11*—корпус гидроцилиндра *12*—проставок

Насосы типа НД приводные горизонтальные (или вертикальные) одноплунжерные одинарного действия применяют для перекачивания чистых нейтральных и агрессивных жидкостей, эмульсий и суспензий с температурой не более 85°С. Конструкция насосов этого типа максимально унифицирована. Вся серия насосов создана на базе одного регулирующего механизма.

Насос состоит из гидроцилиндра, коробки регулирующего механизма, коробки привода, электродвигателя (рис. 5.18). Проточная часть гидроцилиндра выполнена из хромоникелевой стали. Уплотняющие манжеты плунжера изготовлены из маслобензостойкой резины или из фторопласта.

Подача насоса регулируется от 0 до максимума изменением длины хода штока и плунжера. Регулирующий механизм обеспечивает плавное бесступенчатое изменение подачи как на ходу, так и при выключенном электродвигателе. Регулирующий механизм имеет микрометрическую шкалу с ценой деления, равной 0,1 мм, и устройство для компенсации люфта в резьбе регулировочной гайки, что исключает самопроизвольное разрегулирование насоса. Погрешность в дозировании не превышает 0,1 — 2,5% независимо от изменения внешних параметров работы насоса.

Насосы-дозаторы с помощью переходных фонарей и муфт можно объединять в двухплунжерные и многоплунжерные агрегаты, присоединяя последовательно регулирующие механизмы с гидроцилиндрами к одному электродвигателю. Такие дозаторные агрегаты (ДА) выпускают двух-трехцилиндровыми, и они могут дозировать одновременно два или три реагента. Например, на станции очистки воды можно одновременно дозировать коагулянт, полиакриламид и известковое молоко. Насосы-дозаторы выпускают семи

типоразмеров с подачей 0,04—2500 л/ч и развиваемым напором 100—4000 м. Эти насосы могут дозировать нейтральные и агрессивные жидкости с концентрацией твердых неабразивных частиц размером не более 1% (от диаметра условного прохода присоединительных патрубков) до 10% по массе.

§ 34. Водоструйные насосы

К струйным насосам относятся: водоструйные насосы, работающие на воде; эжекторы — на газе или на воздухе; инжекторы — на паре; гидроэлеваторы — на горячей воде; газо- или пароструйные компрессоры — на газе или на паре. Все перечисленные струйные насосы и аппараты работают по общему принципу: кинетическая энергия рабочей жидкости (газа) передается перекачиваемой жидкости (газу) для ее засасывания и подъема. Принцип работы водоструйного насоса описан в § 4. Здесь сообщаются дополнительные, в основном опытные, данные об определении некоторых размеров и конструктивных элементов водоструйных насосов (рис. 5.19).

Расстояние между плоскостями выхода жидкости из насадки и входом ее в камеру смещения водоструйного насоса $e=2d_0$ (где d_0 — диаметр выходного отверстия из насадка).

Насадок водоструйного насоса принимают конусоидальным, сходящимся с криволинейным профилем со следующими размерами:

$r=(3\div5)\,d_0$; $l=(0{,}25\div0{,}5)\,d_0$ (где l — длина цилиндрической части насадка; r — радиус сопряжений между цилиндрическим и конусоидальным участками насадка). Диаметр выходной цилиндрической части насадка d_0 определяют по заданному расходу рабочей жидкости, м^3/с,

$$Q=\mu\frac{\pi d_2^2}{4}\sqrt{2\frac{p}{\rho}},$$

где μ — коэффициент расхода, принимаемый равным 0,96, p — давление рабочей жидкости, Па, ρ — плотность, кг/м^3

Размеры камеры смешения оказывают большое значение на КПД водоструйного насоса. Камера смешения должна принять потоки рабочей и засасываемой жидкости и преобразовать их в единый турбулентный поток с характерным распределением скоростей. П. Н. Каменев рекомендует смесительную камеру выполнять цилиндрической формы постоянного сечения, длиной $l_к=(9\div12)\ (d_3-d_0)$ [где d_3 — диаметр камеры смешения, который Е. А. Замарин рекомендует принимать равным $(1{,}5\div2{,}5)\ d_0$]. Длина диффузора

$$l_д=\frac{d_4-d_3}{2\operatorname{tg}\alpha},$$

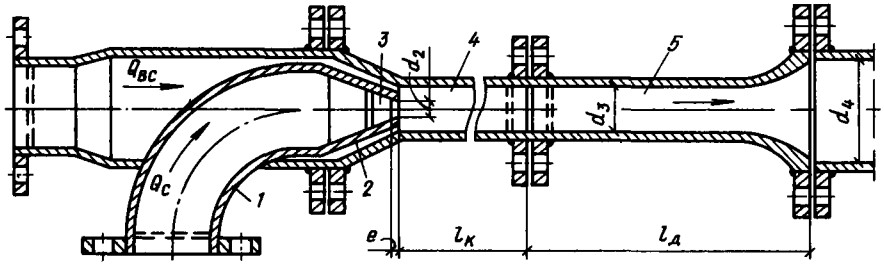
где d_4 — диаметр напорного трубопровода, α — угол конусности диффузора, принимаемый равным 4—8°

Приведенных выражений достаточно, чтобы определить основные размеры водоструйного насоса. Остальные размеры принимают конструктивно.

Водоструйные насосы применяют: при производстве земляных работ способом гидромеханизации и при добыче нерудных ископаемых (песок,

Рис 5 19 Водоструйный насос

1—подвод рабочей жидкости *2*—насадка *3*—цилиндрическая часть насадки, *4*—камера смешения, *5*—диффузор



гравий); на насосных станциях — для заливки насосов перед пуском их в работу, для повышения высоты всасывания насосов; на канализационных очистных сооружениях — для выгрузки песка из песколовок, для перемешивания осадка в метантенках; на водопроводных очистных станциях — для выгрузки и загрузки фильтрующего слоя в фильтрах.

Применяют их также для откачивания воды из глубоких трубчатых колодцев и артезианских скважин. Кроме того, они входят как основной элемент в иглофильтровые установки.

На рис. 5.20 приведена схема автоматической водоподъемной установки с водоструйным насосом (в комплекте с насосом, установленным на поверхности земли).

Такие установки применяют для подъема воды из скважин глубиной до 80 м.

К достоинствам водоструйных насосов следует отнести:

легкость изготовления в условиях

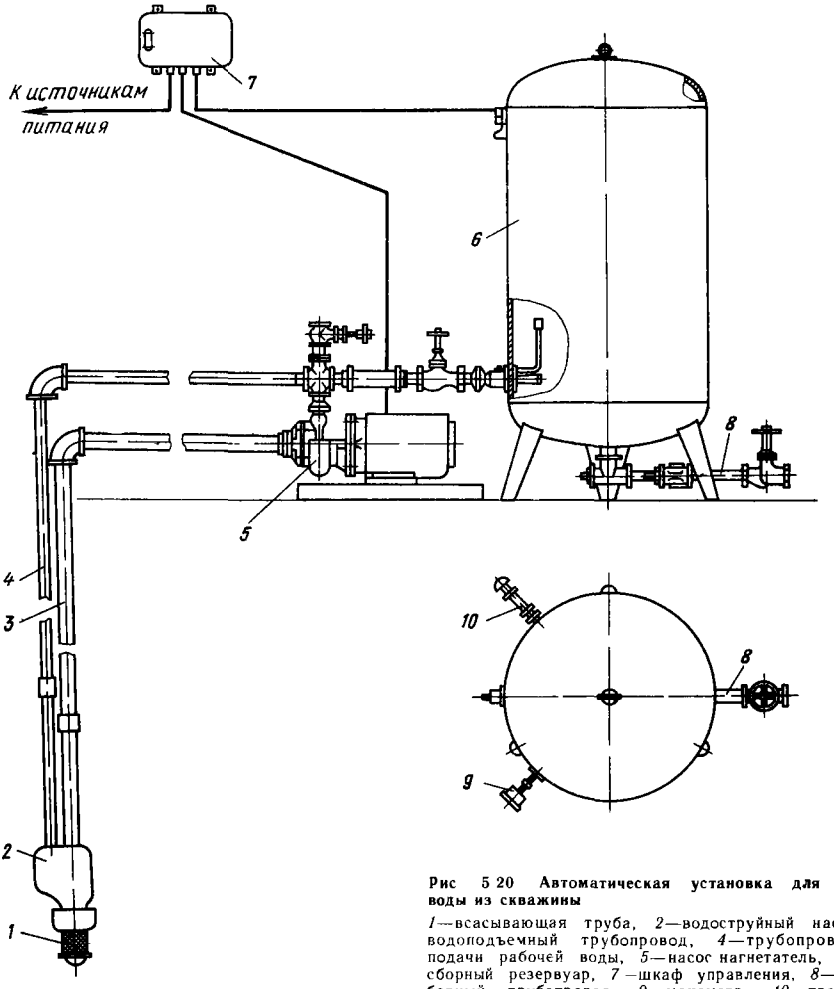


Рис 5 20 Автоматическая установка для подъема воды из скважины

1—всасывающая труба, *2*—водоструйный насос *3*—водоподъемный трубопровод, *4*—трубопровод для подачи рабочей воды, *5*—насос нагнетатель, *6*—водосборный резервуар, *7*—шкаф управления, *8*—водоразборный трубопровод, *9*—манометр *10*—предохранительный клапан

строительной площадки, так как насос состоит из трех основных частей (насадка, камеры смешения и диффузора), которые легко изготовить из труб, всегда имеющихся на строительной площадке;

отсутствие движущихся частей, что обеспечивает надежность работы, простоту эксплуатации и большую продолжительность работы без ремонта;

возможность установки электродвигателя отдельно от насоса (рабочая жидкость подается за несколько десятков или сотен метров от одного нагнетателя к нескольким водоструйным насосам);

возможность перекачивания гравийно-песчаных смесей крупных фракций;

бесшумность работы.

Недостатками водоструйных насосов являются: низкий коэффициент полезного действия (15—27%) и необходимость подачи большого количества рабочей жидкости. Опыт эксплуатации показывает, что количество рабочей жидкости в 1,5—3 раза превышает количество откачиваемой жидкости, а напор рабочей жидкости в 3—6 раз больше высоты подъема перекачиваемой.

§ 35. Специальные насосы

Вихревые и центробежно-вихревые насосы. Принцип действия вихревых насосов (рис. 5.21) основан на передаче механической энергии двигателя от лопасти рабочего колеса к потоку перекачиваемой жидкости. Перекачиваемая жидкость из входного патрубка через концентрический канал, выполненный в корпусе и его крышке, попадает в межлопастный канал рабочего колеса. При вращении колеса жидкость под действием центробежной силы движется вдоль лопатки к периферии и с большой скоростью поступает в кольцевой канал, в котором динамическая скорость потока преобразуется в энергию давления (напор), более высокого, чем давление в последующем межлопастном канале. За счет разности давлений жидкость поступает в следующее межлопастное пространство, получает приращение энергии и выбрасывается в кольцевой канал. За один оборот рабочего колеса указанный цикл повторяется многократно. В результате чего напор вихревого насоса в 1,5 — 2 раза больше, чем центробежного, при равных диаметрах рабочего колеса и частоте вращения.

Насосы ВК, ВКС, ВКО* (ГОСТ 10392—80) предназначены для подачи воды и других жидкостей, в том числе химически активных, в которых коррозионная стойкость материалов насоса не ниже 5 баллов. Перекачиваемые жидкости плотностью 1000 кг/м^3 с температурой от —40 до +105°С, с содержанием твердых включений размерами до 0,05 мм, не превышающим 0,01% по массе, не должны содержать абразивных включений. Подача насоса составляет 1—10 л/с, напор — 16—45 м, максимальная величина самовсасывания — 4 м. Насосы ВК изготовляются из чугуна, бронзы и нержавеющей стали, ВКС — из чугуна и бронзы, ВКО — из чугуна.

Рабочее колесо насоса представляет собой диск с радиально расположенными лопатками, число лопаток достигает 48—50 шт., в диске высверлены отверстия для разгрузки рабочего колеса от осевых сил. В верхней части корпуса насоса расположены входной и выходной патрубки, сообщающиеся с проточной частью насоса — кольцевым каналом постоянного сечения. Всасывающая и напорные части канала разделены перемычкой (отсекателем). Ротор вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны привода. Допускается и противоположное вращение рабочего колеса, но в этом

* Условное обозначение насоса (например, ВКСО-1,25/25-У4): первые буквы—тип насоса [ВК—вихревой консольный, С—самовсасывающий О—обогреваемый (охлаждаемый)], первая цифра после букв — подача, л/с, вторая — напор, м, буква после цифр—климатическое исполнение; цифра—категория размещения

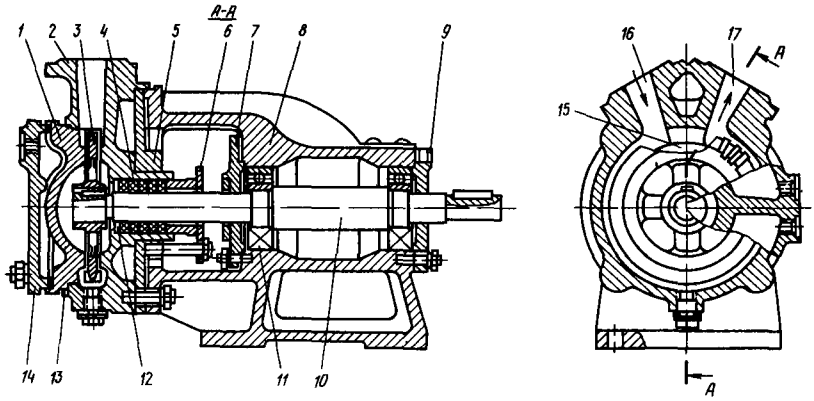


Рис. 5 21 Вихревой насос

1—крышка, *2*—корпус, *3*—рабочее колесо, *4*—сальниковая набивка *5*—днск обогрева, *6*—крышка втулки сальника *7*—крышка подшипника, *8*—кронштейн, *9*—торцовое уплотнение *10*—вал *11*—подшипник; *12*—кольцо сальника, *13*—прокладка регулировочная *14*—крышка обогрева, *15*—отсекатель *16*—входной патрубок, *17*—выходной патрубок

случае меняется назначение патрубков, т. е. к входному надо присоединять напорный трубопровод, а к напорному патрубку — всасывающий.

Для предотвращения протечек перекачиваемой жидкости в окружающую среду в корпусе насоса расположен сальник с набивкой из пропитанной текстильной ленты. В насосах, выполненных из бронзы и нержавеющей стали, набивкой служит асбестовый и асбестохризотиловый шнур. Под сальником в кронштейне предусмотрено отверстие для подсоединения трубки, отводящей жидкость. Для обеспечения самовсасывания у насосов ВКС на выходном патрубке устанавливают напорный колпак

Насосы ВКО снабжены крышкой обогревания (охлаждения), которая образует с крышкой корпуса одну камеру, и диском обогревания (охлаждения), образующим с задней стенкой корпуса вторую камеру. Через отверстие в крышке обогревания подается пар (с температурой не более 160°С, давлением не более 0,49 МПа), который с помощью соединительной трубы переводится в другую камеру корпуса, в затем отводится в теплообменник. Охлаждающая жидкость (с температурой не ниже —40°С) подается в обратном порядке — от камеры корпуса к камере крышки и далее в теплообменник.

В настоящее время вихревые насосы находят применение в системах водоснабжения, когда требуется большой напор при малых подачах. Кроме того, они широко применяются для перекачивания смеси жидкостей и газов, легковоспламеняющихся и горючих жидкостей, кислот, щелочей и других агрессивных реагентов.

Вихревые насосы имеют следующие преимущества. благодаря самовсасывающей способности не нужно устанавливать приемный клапан, что значительно упрощает схему и уменьшает потери во всасывающем трубопроводе; упрощается и повышается надежность эксплуатации насосной установки; насос имеет малую подачу при достаточно высоком напоре; насосная установка компактна.

Недостатки этих насосов заключаются в низком КПД и в непригодности для перекачивания жидкостей, содержащих абразивные примеси. Характеристика Q — H вихревых насосов крутопадающая — небольшая область оптимальной работы насоса

Мощность насоса увеличивается с уменьшением подачи и достигает максимума при закрытой задвижке, превышая мощность при максимальном КПД в 2,5 — 3 раза, поэтому не рекомендуется запускать вихревые насосы при закрытой задвижке.

В центробежно-вихревых насосах имеются два рабочих колеса центробежное и вихревое: жидкость поступает в центробежное колесо,

которое создает подпор у вихревого колеса.

Насосы для химически агрессивных жидкостей. Центробежные насосы типа Х* (химические), горизонтальные, консольные, одноступенчатые, с рабочим колесом одностороннего входа жидкости предназначены для перекачивания агрессивных жидкостей плотностью 1300—1850 кг/м^3, с температурой от —40 до +80 °С, без содержания взвешенных частиц или с содержанием твердых включений размерами до 0,2 мм, не превышающим 0,2% по массе. Насосы можно устанавливать как в закрытых помещениях, так и на открытых площадках. Такие насосы применяют в системах очистки питьевой воды и водоподготовки для перекачивания коагулянта (сульфата алюминия), хлорной извести, регенерационных кислот, растворов и других коррозионных жидкостей. В канализационных системах эти насосы применяют для перекачивания агрессивных сточных вод промышленных предприятий.

Выпускаются насосы типа Х в шести различных исполнениях, в зависимости от материала деталей проточной части: углеродистая сталь (А), хромистая сталь (Д), хромоникелевая сталь (К), хромоникельмолибденовая сталь (Е), хромоникельмолибденмедистая сталь (И), ферросилид (Л).

Исполнение насоса выбирают исходя из коррозионной стойкости материала деталей проточной части и перекачиваемой жидкости (на водопроводно-канализационных сооружениях применяют обычно насосы исполнения К). Центробежные насосы типа Х выпускаются с мягким сальником и торцовым уплотнением, а также с мягким сальником и стояночным уплотнением. Поле работы насоса может быть расширено обточкой рабочего колеса по диаметру.

При эксплуатации насосов типа Х необходимо помнить о следующем:

при пуске корпус насоса и всасывающий трубопровод должны быть заполнены жидкостью;

пуск насоса следует производить только при закрытой напорной задвижке;

во избежание нагревания жидкости в корпусе насос может работать при закрытой напорной задвижке не более 2—3 мин;

нельзя производить пуск насоса при закрытой или неполностью открытой задвижке на всасывающем трубопроводе.

Рабочее колесо насоса может быть изготовлено с разгрузочными отверстиями или с закрытым импеллером, диаметр которого равен диаметру рабочего колеса или больше него (у насосов со стояночным уплотнением). Рабочее колесо и тип уплотнения вала выбирают в зависимости от давления на входе в насос.

Для образования гидрозатвора, а также для смазки и охлаждения сальника с мягкой набивкой в него подается 30—50 л затворной жидкости в 1 ч под давлением, превышающим давление всасывания на 0,1 МПа. В качестве затворной жидкости можно применять любую нейтральную нетоксичную жидкость с температурой не более 50°С без механических взвешенных частиц. Просачивание затворной жидкости в рабочую допускается в размере не более 20—30 л в 1 ч.

При перекачивании агрессивных, токсичных, дорогостоящих и других жидкостей, утечка и разбавление которых недопустимы или нежелательны, следует применять торцовое уплотнение. У насосов со стояночным уплотнением вал насоса свободно пе-

* Условное обозначение насоса (например, АХПО8/40а-К-СД-У2) первые буквы — тип насоса (А—асинхронный электродвигатель, Х—химический, П—погружной, О—обогреваемый); первая цифра после букв—подача, м^3/ч, вторая—напор, м, первая буква после цифр («а») — индекс варианта обточки рабочего колеса, вторые буквы — исполнение по материалу, третьи буквы — тип уплотнения (СД—двойное с подачей затворной жидкости); последние буква и цифра—климатическое исполнение и категория размещения

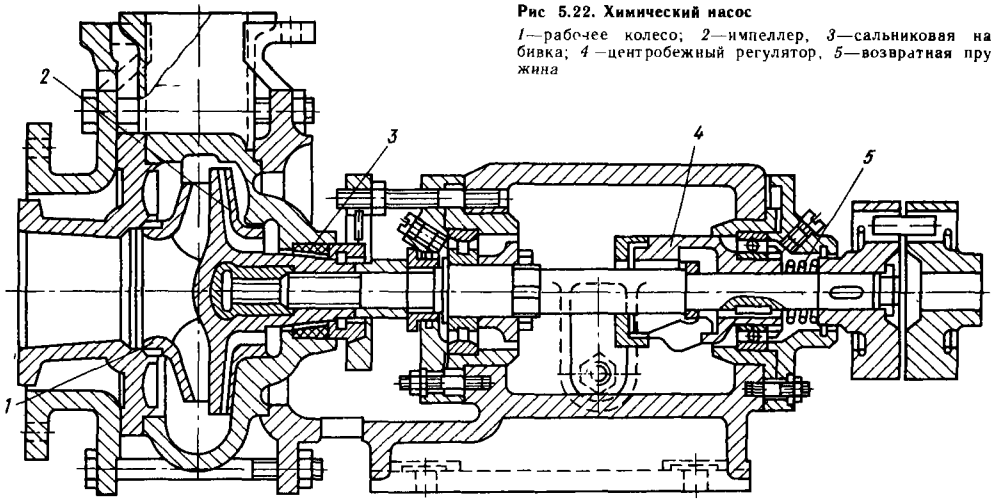


Рис 5.22. Химический насос
1—рабочее колесо; *2*—импеллер, *3*—сальниковая набивка; *4*—центробежный регулятор, *5*—возвратная пружина

ремещается в осевом направлении и вращается в роликовом и шариковом подшипниках качения

Стояночное уплотнение состоит из сальника (рис. 5.22) и импеллера. Когда насос не работает, конусная часть ступицы рабочего колеса под действием возвратной пружины плотно прижата к сальниковой набивке. При включении насоса начинает работать импеллер и центробежный регулятор, который преодолевает силу возвратной пружины и смещает ротор в осевом направлении — в сторону всасывания. Между конусной частью защитной втулки и сальниковой набивкой образуется зазор до 0,5 мм. Импеллер создает разрежение в предсальниковой камере и тем самым предотвращает утечку жидкости через зазор. Для перекачивания дымящихся или испаряющихся жидкостей насосы со стояночным уплотнением применять нельзя, так как пары могут проникнуть через зазор в помещение.

Насосы типа Х с деталями проточной части из металла выпускают с подачей 2,2 — 700 $м^3/ч$ при напоре 10—90 м.

Насосы винтовые. Эти насосы предназначены для перекачивания жидкости с содержанием механических примесей до 5% по массе, с вязкостью до 1000 $см^2/с$, с температурой 85°С. Отечественная промышленность изготовляет одновинтовые насосы типа 1В (ГОСТ 18863—73) и трехвинтовые типа 3В с подачей от 0,6 до 60 $м^3/ч$ при напоре до 250 м.

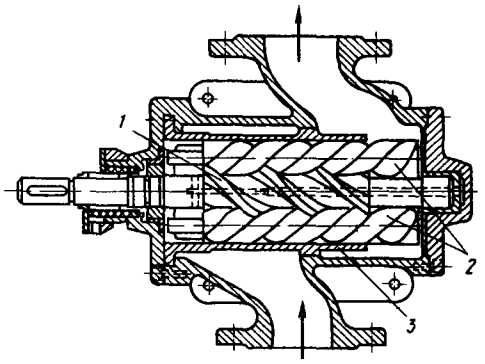


Рис 5 23 Винтовой насос
1—ведущий винт, *2*—ведомые винты, *3*—капсула корпуса

Рабочими органами у одновинтовых насосов являются однозаходный винт и двухзаходная обойма; у трехвинтовых (рис. 5. 23) — три двухзаходных винта с циклоидальным зацеплением, которые плотно замкнуты капсульным корпусом. Винты уплотняются между собой в аксиальном направлении. Оба ведомых (прицепных) винта приводятся в действие при вращении ведущего винта, который через эластичную муфту соединен с электродвигателем.

При включении электродвигателя и вращении ведущего винта промежутки между ним и ведомыми

винтами заполняются перекачиваемой жидкостью, которая без сдавливания направляется беспрерывно со стороны всасывания к нагнетательной стороне насоса.

Насосы типов 1В и 3В изготовляют с односторонним подводом воды, насосы типа 3В×2 — с двусторонним подводом воды.

Винтовые насосы преимущественно применяют в химической промышленности, в системах гидропередач, в производстве минеральных масел и т д. Насосы в химическом исполнении, например 1В6/10Х, применяют для перекачивания и дозирования коагулянта на водопроводных станциях. Между таким насосом и электродвигателем установлен ручной вариатор, позволяющий регулировать частоту вращения в зависимости от необходимой подачи дозируемого реагента (подача насоса 1,4 — 6 м^3/ч, напор 40 м).

В настоящее время эти насосы используются в системах автоматического дозирования реагентов

Лабиринтные насосы (рис. 5.24) По принципу действия лабиринтный насос является вихревым. Проточная часть насоса состоит из спирального корпуса, напорной крышки, гильзы корпуса и рабочего колеса.

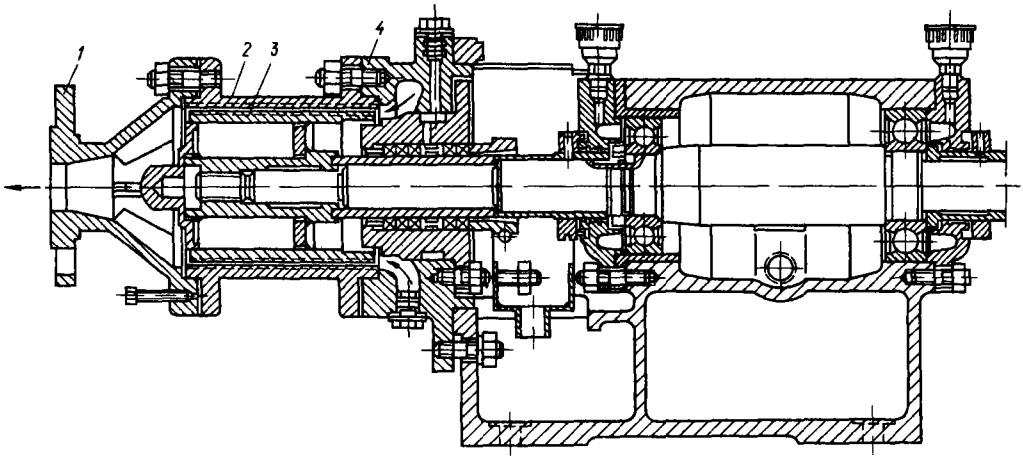
Рабочее колесо либиринтного насоса изготовляют в виде цилиндра. На внешней поверхности цилиндра имеются винтовые каналы; на внутренней поверхности гильзы также выполнены винтовые каналы, но противоположного направления. Между неподвижной гильзой корпуса и вращающимся рабочим колесом установлен зазор 0,3 — 0,4 мм (практически он достигает 0,7 — 0,8 мм) При вращении рабочего колеса относительно корпуса с гребня канала срываются вихри и в результате получающегося обмена количеством движения жидкость увлекается по винтовым каналам корпуса. Всасывающий патрубок (в зависимости от условий монтажа) может быть расположен горизонтально или вертикально в плоскости, перпендикулярной оси насоса.

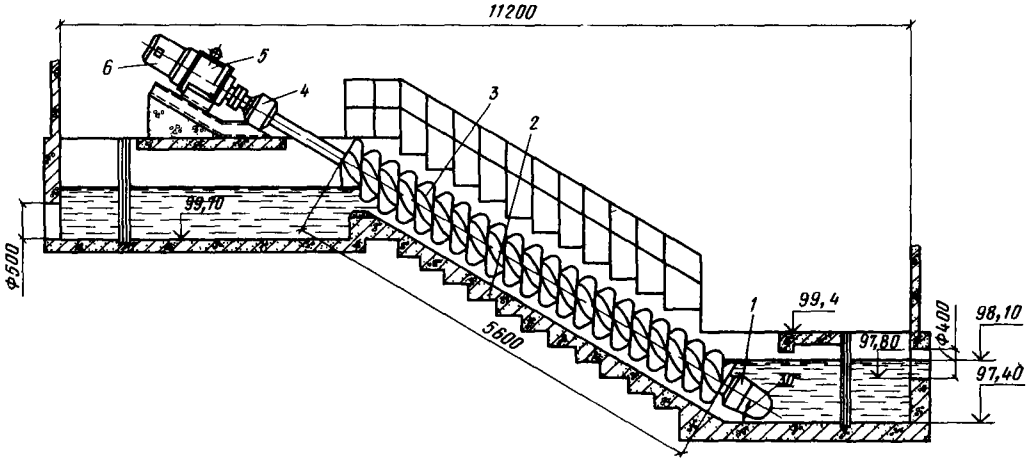
Лабиринтные насосы выпускают с подачей 0,9—6 л/с при напоре 21—150 м. Поле работы насоса может быть расширено обточкой рабочего колеса по длине Значение КПД лабиринтных насосов такое же, как у большинства вихревых насосов, однако на их изготовление затрачивается меньше материала по сравнению с вихревыми насосами тех же параметров.

Шнековые насосы. Эти насосы представляют собой вращающийся многозаходный винт, установленный наклонно (под углом от 30 до 45°) в открытом лотке Шнековый насос (рис. 5 25) состоит из следующих основных элементов: шнека, кожуха, нижней и верхней опор, понижающей передачи, двигателя.

Шнек является рабочим органом, перемещающим жидкость, и представляет собой ротор с приваренными к нему лопастями, изготовленными, как правило, в виде геликоидальных поверхностей Ротор состоит из ступицы и опорных цапф (рис. 5 26). Ступица изготовляется из толстостенной трубы, а опорные цапфы, предназначенные для установки шнека в подшипниках, выполняются съемными на болтовых соединениях. Число лопастей, определяющих заходность шнека, изменяется от 1 до 5, чем больше число заходов шнека, тем больше его жесткость и равномернее подача насоса. Однако с увеличением числа заходов уменьшается расстояние между смежными лопастями, а следовательно, и проходное сечение, что увеличивает вероятность заклинивания крупных механических взвешенных частиц. Оптимальным и наиболее распространенным является трехзаходный шнек Защищают шнек от коррозии цинкованием с последующим нанесением многослойного покрытия из эпоксидных смол. В последнее время начали применять более прочную и долговечную антикоррозионную защитную пленку из алюминия, которую наносят газопламенным способом.

Кожух выполняет функцию корпуса насоса и обеспечивает перемещение жидкости в осевом направ-





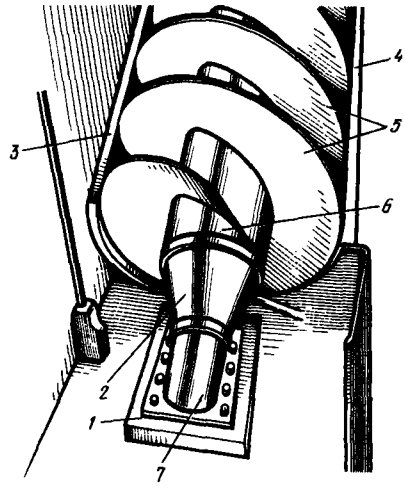


Рис 5 24 Лабиринтный насос

1—напорная крышка *2*—гильза *3*—рабочее колесо *4*—корпус

Рис 5 25 Шнековый насос

1—нижняя опора *2*—кожух, *3*—шнек *4*—верхняя опора, *5*—понижающая передача *6*—электродвигатель

Рис 5 26. Нижняя опора

1—фундамент *2*—опорная цапфа, *3*—отражатель, *4*—кожух, *5*—лопасти *6*—ступица шнека, *7*—подшипник

лении. Кожух шнека устраивается в виде открытого лотка с цилиндрическим днищем и съемным отражателем вместо одной вертикальной стенки. Отражатель устанавливается со стороны подъема уровня жидкости под действием сил вращения и предотвращает обратное ее перетекание вниз по кожуху и переливание через край лотка. Кожух выполняется сборным из металла или железобетона. Внутренние размеры кожуха должны строго соответствовать наружному диаметру шнека с целью обеспечения минимальных зазоров и, следовательно, минимальных объемных потерь.

Нижняя опора воспринимает радиальную составляющую, а верхняя — радиальную и осевую составляющие веса шнека и транспортируемой жидкости Нижняя опора находится в перекачиваемой жидкости, и поэтому во избежание прилипания к ней отбросов, содержащихся в сточной жидкости, а также попадания жидкости в подшипник ей придают обтекаемую форму и сальниковое уплотнение. Смазка нижнего подшипника принудительная с применением масляного насоса; смазка верхнего подшипника консистентная.

Поскольку шнековые насосы работают с небольшой частотой вращения (35 — 114 мин $^{-1}$), им нужна понижающая передача, в качестве которой используют редукторы. Предпочтение следует отдать приводу мотор-редуктор

Отечественная промышленность не выпускает шнековых насосов. В рамках интеграции производства стран СЭВ шнековые насосы поставляются в нашу страну из ЧССР. Насосы изготовляются 11 типоразмеров с подачей 10 — 1600 л/с, напором 2,25 — 5 м (с градацией через 0,25 м) и КПД 63 — 80%.

Основные достоинства шнековых насосов следующие:

большое проходное сечение, что обеспечивает перекачивание жидкости с крупными включениями (100 мм и более);

возможность исключения решеток для задержания механических примесей, что позволяет отказаться от строительства приемного резервуара, помещения решеток, дробилок, транспортеров и от содержания обслуживающего персонала грабельного отделения;

меньшие затраты энергии на подъем жидкости, более высокий КПД и меньший абразивный износ рабочих органов по сравнению с насосными установками типа СД.

Шнековые насосы находят широкое применение для перекачивания сточных вод и их осадков на небольшую высоту. При высоте подъема жидкости более 5 м применяют двухступенчатую установку насосов.

ГЛАВА 6. НАСОСЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ СТРОИТЕЛЬНЫХ РАБОТ

§ 36. Грунтовые насосы

Грунтовые насосы изготовляются двух типов (Гр и ГрА) и предназначены для перекачивания гидросмесей грунта, руды, шлака и горных пород.

Насосы Гр применяются для гидросмесей плотностью до 1300 кг/м^3, с температурой 5—70°С, с pH = 6 ÷ ÷ 8, с концентрацией твердых включений до 15% и микротвердостью до 9000 МПа; насосы ГрА — для гидросмесей плотностью 1600, 2200 и 3200 кг/м^3, с температурой 5 — 50°С, с pH = 6 ÷ 12, с концентрацией твердых включений максимальной крупностью 6 мм, не превышающей 30%, и микротвердостью 11000 МПа.

По конструктивному исполнению грунтовые насосы изготовляются: с увеличенными размерами проходного сечения на 25% по сравнению с номиналом (У); с уменьшенным проходным сечением на 15% от номинала (О); с деталями из износостойких металлов, резины (Р), абразивных материалов — корунд на органической связке (К); одно- и двухкорпусными (Т) — внутренний корпус из .износостойкого металла; с сальниковым, торцовым (Б), манжетным (М) и комбинированным

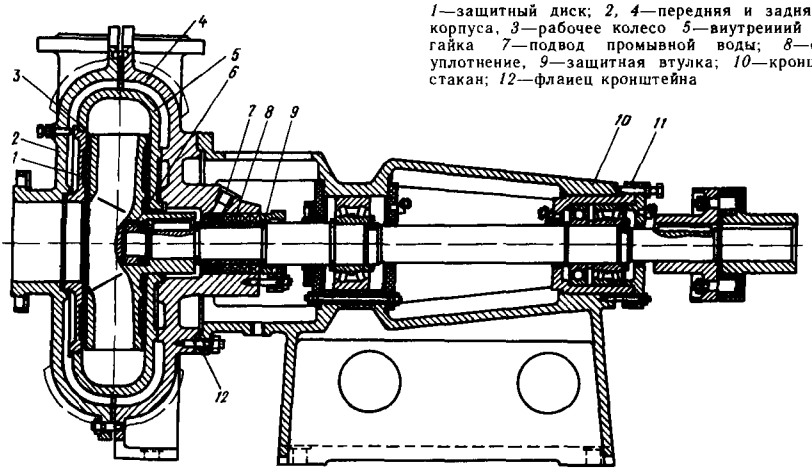


Рис. 6.1. Грунтовой насос двухкорпуспой ГрТ

1—защитный диск; *2, 4*—передняя и задняя половины корпуса, *3*—рабочее колесо *5*—виутреиний корпус, *6*—гайка *7*—подвод промывной воды; *8*—сальииковое уплотнение, *9*—защитная втулка; *10*—кронштейн; *11*—стакан; *12*—флаиец кронштейна

(С) уплотнением вала. Насосы всех типов изготовляются с горизонтальным и вертикальным (В) расположением вала.

По согласованию с заводом-изготовителем для насосов ГрА можно увеличить концентрацию твердых включений до 35%, температуру — до 110°С, крупность частиц — до 12 мм; для насосов Гр допускается повысить плотность гидросмеси до 2200 кг/м^3. Напор на входе в насос не должен быть выше 20 м.

Основными деталями насоса ГрТ (рис. 6.1) являются: наружный корпус насоса, состоящий из передней и задней половин (для насоса ГрТ 4000/71 — верхней и нижней половин); внутренний корпус; рабочее колесо; защитный диск; защитная втулка и вал.

Рабочее колесо закрытого типа, четырехлопастное, установлено с торцовыми зазорами между колесом и внутренним корпусом (с одной стороны) и между колесом и защитным

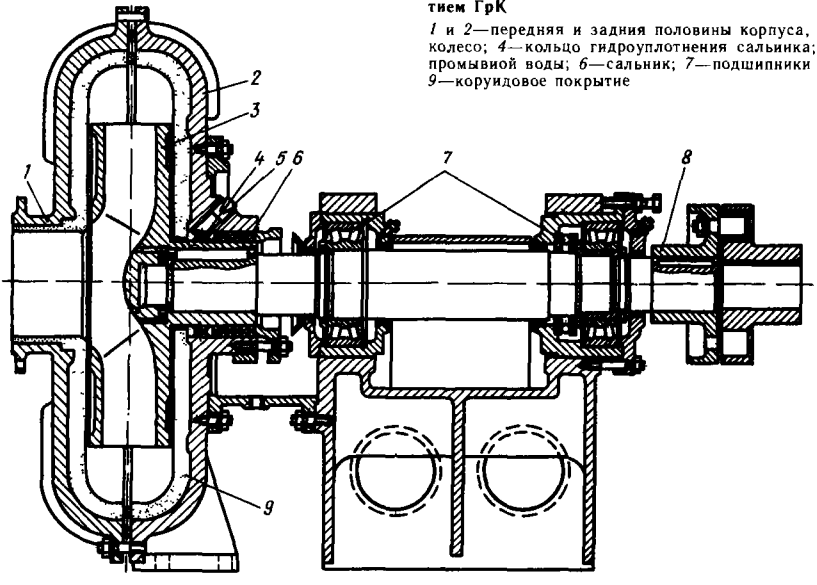


Рис 6 2 Грунтовой пасос с корундовым покрытием ГрК

1 и *2*—передняя и задния половины корпуса, *3*—рабочее колесо; *4*—кольцо гидроуплотнения сальиика; *5*—подвод промывиой воды; *6*—сальник; *7*—подшипники *8*—муфта, *9*—коруидовое покрытне

диском (с другой стороны). Величину зазоров (0,4—0,6 мм) регулируют перемещением ротора насоса с помощью регулировочного стакана, установленного в задней стойке кронштейна. Внутренняя улитка насоса выполнена из износостойких материалов. Конструкция ее дает возможность относительно легко и быстро заменять подвергающийся износу внутренний корпус.

Рабочее колесо насажено на консольную часть вала и закреплено гайкой. Вал вращается в двух шарикоподшипниковых опорах с жидкой смазкой. Опорой насоса служит кронштейн. К фланцу кронштейна прикреплена задняя крышка корпуса насоса, в которой расположен узел сальникового уплотнения с мягкой набивкой, предохраняющей вал от воздействия пульпы. В кольцо сальника подается чистая вода под давлением, на 0,05—0,1 МПа бóльшим рабочего давления в насосе.

Для предохранения крышек грунтовых насосов от истирания абразивным транспортируемым материалом между крышками и рабочим колесом устанавливают защитный диск толщиной 25 мм. Кроме того, в это пространство подводится промывная вода, выносящая из него твердые частицы. Промывная вода подается под давлением, на 0,1 — 0,2 МПа превышающим давление в напорном патрубке насоса.

В насосах типа ГрК (рис. 6.2) защитные диски не устанавливают Зазор между колесом и защитным покрытием регулируют в пределах 1—2 мм.

У насосов типа ГрУ для увеличения межлопастных каналов устанавливают трехлопастное рабочее колесо закрытого типа с односторонним входом воды.

При работе насосов типа Гр и ГрА на гидросмесях потребляемая ими мощность изменяется пропорционально отношению плотности гидросмеси к плотности воды, что необходимо учесть при выборе мощности электродвигателя.

В соответствии с ГОСТ 17011—79 грунтовые насосы выпускают с подачей 7 — 16000 м^3/ч при напоре 8—80 м. По гидравлическим параметрам, КПД, размерам проходных сечений и скорости вращения рабочего колеса отечественные насосы мало отличаются от насосов зарубежных фирм.

Применение износостойкой футеровки из корунда на бакелитовой основе позволяет, как показывает опыт эксплуатации, увеличить срок службы насосов примерно в 3 раза. Однако применение насосов ГрК при перекачивании гравийных грунтов не дает существенного эффекта, поскольку их футеровка от ударных нагрузок абразивных частиц относительно быстро разрушается.

Насосы типа ГрУ* используют для перекачивания высокоабразивных гидросмесей с крупными обломочными включениями (при разработке гравийных и гравийно-песчаных грунтов). Эти насосы весьма часто применяют на канализационных насосных станциях, а насосы ГрУК—для перекачивания золы и шлака в шлакоотвалы.

§ 37. Насосы центробежные песковые

Песковые насосы предназначены для перекачивания продуктов обогащения руд, глиноземного производства, песчаных и других абразивных гидросмесей плотностью до 1300 кг/м^3, с pH = 6 ÷ 8, с температурой 5 — 60°С и с концентрацией твердых включений до 25%.

Отечественная промышленность выпускает песковые насосы НПБ для

* Условное обозначение насоса (например, ГрУТВ 400/20а-6-Б-ТС4) первые буквы—тип насоса (Гр — грунтовой, У — с увеличенным проходным сечением, Т — двухкорпусной, В — вертикальный), первая цифра после букв—подача, м^3/ч, вторая—напор, м, буква после цифр («а») — индекс варианта обточки рабочего колеса, цифра после индекса — понижение частоты вращения, следующая буква — конструкция уплотнения; последние буквы и цифра — климатическое исполнение и категория размещения (см приложение III)

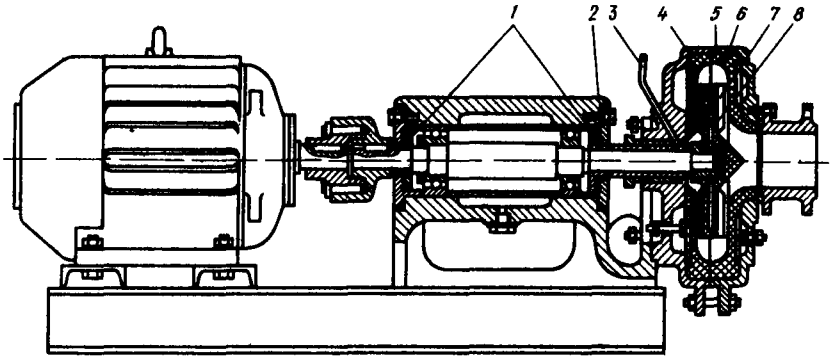


Рис. 6 3 Песковой насос
1—гребенчатое уплотнение, *2*—станина, *3*—подвод промывной воды; *4* и *5*—задняя и передняя половины корпуса, *6*—облицовка; *7*—рабочее колесо, *8*—облицовка рабочего колеса

перекачивания гидросмесей плотностью 1900 кг/м^3, с pH = 6÷12 и с концентрацией твердых включений до 30%.

Песковые насосы по конструкции консольные, одноступенчатые с открытым рабочим колесом одностороннего входа. В соответствии с ГОСТ 8388—77 эти насосы изготовляют двух типов: ПБ — с боковым входом жидкости, П — с осевым. Детали проточной части должны выполняться из износостойких металлов с покрытиями. резиной (Р), абразивноустойчивого материала — корунда на органической связке (К). Насосы изготовляются с горизонтальным и вертикальным (В) расположением вала, последние могут быть непогружными и погружными (П). Все эти насосы могут иметь специальное исполнение (О).

Поскольку насосы работают в очень тяжелых условиях, перекачивая гидросмеси с крупными частицами, их проточную часть, т. е. детали, непосредственно соприкасающиеся с перекачиваемой средой, покрывают армированной эластичной резиной. Это конструктивное решение позволяет значительно увеличить срок службы насоса и, кроме того, изношенную облицовку корпуса легко заменить запасной, так же как и покрытое резиной рабочее колесо.

Песковые насосы в гуммированном исполнении изготовляют для перекачивания гидросмесей с содержанием твердых частиц размером не более 6 мм при напоре, не превышающем 35 м.

На рис. 6.3 представлен разрез насоса ПР 100/16/Р-СП*. Шарикоподшипниковые опоры вала этого насоса расположены в станине, которая одновременно является масляной ванной. Для предотвращения утечек масла в местах прохода вала через станину установлены гребенчатые уплотнения. Корпус насоса состоит из двух половин; передней, к которой прикреплен всасывающий патрубок, и задней, в которой размещен сальник. Для гидравлического уплотнения сальника подводится чистая вода под давлением, на 0,05 МПа превышающим рабочее давление насоса.

Песковые насосы изготовляются с подачей 5—1500 м^3/ч при напоре 7,5 — 65 м. Насосы этого типа широко применяются при проведении строительных работ, для удаления песка из песколовок на канализационных очистных сооружениях, а также в других случаях, когда необходимо перекачивать воду, содержащую большое количество твердых частиц.

§ 38. Растворонасосы

Отечественная промышленность выпускает растворонасосы СО-48Б и

* Условное обозначение· первые буквы — тип насоса. ПР — песковый с деталями проточной части из резины; первая цифра после букв— подача, м^3/ч, вторая—напор, м, первая буква после цифр—тип привода (Р—регулируемый), последние буквы—тип уплотнения (СП—сальниковое промывочное).

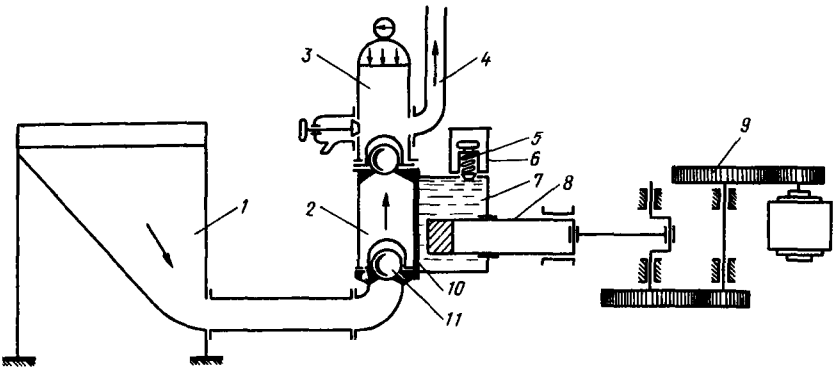


Рис. 6 4. Растворонасос типа СО

1—питатель, *2*—клапанная коробка, *3*—воздушный колпак, *4*—растворопровод *5*—предохранительный клапан; *6*—заливочное устройство, *7*—цилиндр *8*—плунжер *9*—шатунно кривошипный механизм, *10*—резиновая диафрагма, *11*—клапан

СО-49Б, состоящие из насоса РН-2 и РН-4, вибросита и сборного растворовода длиной 30—40 м.

Растворонасос состоит из насосной части и приводного механизма (рис. 6.4). К передней торцовой части цилиндра растворонасоса с помощью четырех шпилек крепится чугунная клапанная коробка, а с противоположной стороны в цилиндр входит плунжер. В месте входа плунжера в цилиндр предусмотрено сальниковое устройство, к верхней части цилиндра присоединено заливочно-предохранительное устройство. Между фланцами соединения цилиндра и клапанной коробки помещена упругая резиновая диафрагма. На верхней части клапанной коробки укреплен воздушный колпак, в нижней части которого имеется выходной патрубок для подсоединения к напорному растворопроводу. Воздушный колпак оборудован перепускным клапаном, служащим для выпуска раствора из растворопровода обратно в приемный бункер в случае необходимости понизить давление в колпаке или в растворопроводе. Плунжер приводится в возвратно-поступательное движение от электродвигателя через редуктор и шатунно-кривошипный механизм.

Принцип работы растворонасоса основан на том, что под воздействием плунжера при его движении в сторону диафрагмы жидкость, заполняющая полость цилиндра, заставляет диафрагму выгибаться внутрь клапанной коробки и давит на раствор, находящийся в клапанной коробке. Раствор передает давление на нагнетательный клапан, приподнимает его, выдавливается в воздушный колпак и далее в растворопровод. При обратном движении плунжера происходит всасывание раствора из питателя через всасывающее отверстие и всасывающий клапан. При образовании пробки в растворопроводе или засорении нагнетательного клапана давление в цилиндре повышается и срабатывает предохранительный клапан в заливочном устройстве. Жидкость из цилиндра выбрасывается в заливочное устройство через отверстие предохранительного клапана.

Растворонасосы применяют для подачи растворов от растворных узлов к строительным площадкам и для подачи растворов к месту укладки при большом объеме штукатурных работ. В Советском Союзе выпускают насосы с подачей 2—4 $м^3$/ч при напоре 70—150 м; дальность подачи — по горизонтали 100—160 м, по высоте 20—35 м.

Диафрагмовый растворонасос СО-69 предназначен для транспортирования по трубам (шлангам) и укладки на место свежеприготовленной смеси строительных штукатурных, известковых и цементных растворов подвижностью 5 см и более.

Действие этого растворонасоса основано на вытеснении раствора в нагнетательную магистраль путем последовательного изменения объемов секций кольцевой рабочей камеры при одновременном герметичном их замыкании за счет упругих самоуплотняющихся перегородок. Растворонасос отличается от обычных насосов приемной камерой, конструкция которой обеспечивает эффективность работы растворонасоса при перемещении высоковязкой жидкости, содержащей твердые частицы и абразив. Подача насоса 1 $м^3$/ч, частота колебаний шайбы 116,5 $мин^{-1}$.

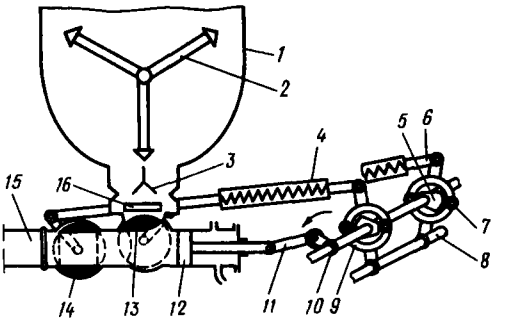


Рис. 6.5. Одноцилиндровый поршневой бетононасос с механическим приводом

1—бункер *2*—смеситель, *3*—побудитель *4*—тяга всасывающего клапана, *5*—кулачки, *6*—тяга нагнетательного клапана, *7*—ролики, *8*—ось кулис, *9*—кулисы *10*—коленчатый вал, *11*—шатун *12*—поршень, *13*—всасывающий клапан, *14*—нагнетательный клапан; *15*—бетоновод, *16*—гнездо для клиновой вставки

§ 39. Бетононасосы

Бетононасосы применяют при производстве больших объемов работ. Существующие конструкции бетононасосов позволяют подавать по трубам бетонную массу с крупными включениями (до 40 мм) к местам укладки, находящимся на значительных по высоте отметках (40—50 м) и дальних расстояниях (до 250 м) от места приготовления бетона.

Поршневые бетононасосы требуют особого внимания к подбору состава смеси (ими можно перекачивать смеси с осадкой конуса 6—10 см). В состав бетононасосной установки входят собственно бетононасос и комплект бетоноводов. Поршневые бетононасосы выпускают с гидравлическим и механическим приводом. По типу применяемых затворов различают бетононасосы с плоским возвратно-поступательным клапаном, вращающимся цилиндрическим клапаном (рис. 6.5) и вращающимся плоским клапаном.

Возвратно-поступательное движение поршня насоса обеспечивает двигатель через передачу с муфтой предельного момента, предупреждающей аварийную поломку бетононасоса при перегрузке. Синхронно с движением поршня работают кулисы и тяги всасывающего и нагнетательного клапанов (рис. 6.6), регулирующие поступление и выход бетонной смеси из цилиндра. Клапаны пробкового типа цилиндрической формы (см. рис. 6.5) размещены в коробке.

Входное отверстие всасывающего и выходное отверстие нагнетательного клапанов открываются и закрываются путем поворота их тягами относительно горизонтальных осей. Внутренняя поверхность клапанной коробки защищена сменной втулкой (гильзой) и особым лотком. Уплотнение между клапаном и стенкой клапанной коробки осуществляется резиновыми уплотнительными кольцами, которые вставлены в торцы обоих клапанов. Так как нагнетательный клапан изнашивается быстрее (по сравнению с всасывающим) он дополнительно защищен сменной рубашкой. Кроме резиновых уплотнительных колец в торцах обоих клапанов установлены стальные сменные кольцевые прокладки. Всасывающий клапан при износе его рабочей кромки может быть повернут на 180° и поставлен на место для дальнейшей работы.

Поршень-плунжер представляет собой полый стальной стакан со съемным металлическим наконечником, на который насажена резиновая манжета, заменяемая по мере износа. Поршень в процессе работы не касается ни гильзы цилиндра, ни бетонной смеси, и износ его практически незначителен. Поршень и цилиндр бетононасоса имеют систему

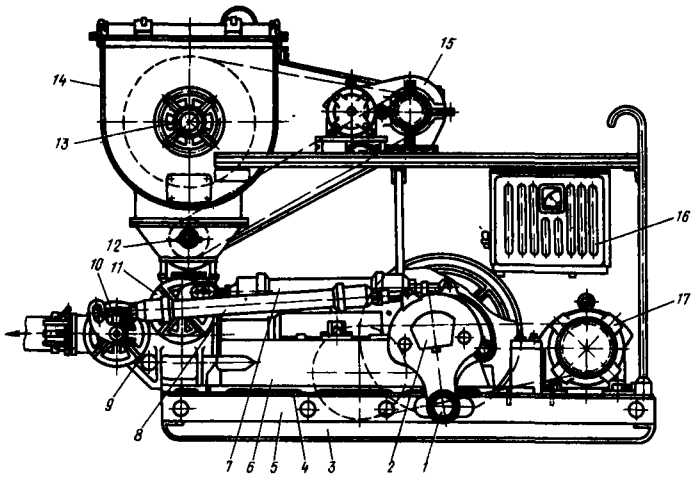


Рис. 6 6. Поршневой бетононасос СБ-9 с механическим приводом

1—вал качания кулис, *2*—коленчатый вал с кулисным механизмом *3*—лыжи *4*—станина, *5*—рама; *6*—цилиндр; *7*—тяга всасывающего клапана, *8*—тяга нагнетательного клапана; *9*—клапанная коробка *10*—нагнетательный клапан, *11*—всасывающий клапан *12*—побудитель *13*—смеситель *14*—приемный бункер, *15*—редуктор *16*—ящик с пусковой аппаратурой, *17*—главный электродвигатель

охлаждения водой трущихся частей. Охлаждающая вода одновременно служит и для удаления мельчайших частиц песка и цемента, проникающих на цилиндр и поршень.

Тяги клапанов, передающие движение всасывающему и нагнетательному клапану от кулис, выполнены полыми, чтобы в них можно было разместить пружины, которые, полностью воспринимая усилия от действия кулис, предохраняют клапаны и механизм бетононасоса от поломок. Кулисы преобразуют вращательное движение коленчатого вала в качательное и с помощью тяг принудительно закрывают и открывают оба клапана.

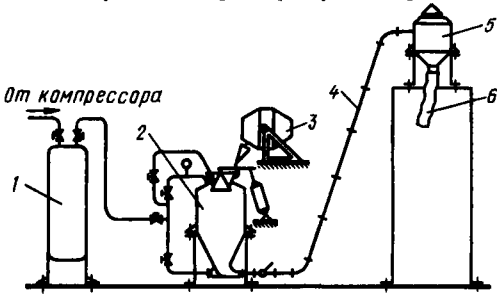


Рис. 6.7 Установка для пневматической подачи бетонной смеси

1—воздухосборник, *2*—пневмонагнетатель *3*—бетоносмеситель; *4*—бетонопровод; *5*—гаситель *6*—гибкий шланг

Бетонная смесь, поступающая в бункер, перемешивается верхним смесителем. Смеситель имеет самостоятельный двигатель, который включается в работу при остановке бетононасоса. При длительных остановках бетононасоса смесь (при угрозе ее схватывания) можно удалить через отверстие (закрытое крышкой) в нижней части бункера.

В состав электрооборудования бетононасоса входят два или три электродвигателя с пускорегулирующей аппаратурой и системой защиты.

Поршневые насосы с гидравлическим приводом по сравнению с бетононасосами с механическим приводом обладают рядом преимуществ: в процессе работы на узлы и детали бетононасоса и бетоновода приходятся незначительные динамические нагрузки; обеспечивается гарантированное наибольшее рабочее давление, превышение которого исключается конструкцией насоса; обеспечивается плавное бесступенчатое регулирование подачи; снижается количество циклов на 1 м^3 перекачиваемой смеси, что уменьшает износ клапанов, бетоноводов и др.

Вследствие большого рабочего давления, используемого в поршневых бетононасосах с гидравлическим приводом, длина и высота подачи ими бетонной смеси значительно больше, чем с механическим приводом. Поршневые бетононасосы с гидроприводом могут подавать смесь на высоту до 115 м и по горизонтали до 400 м.

Поршневые бетононасосы могут иметь как один, так и два рабочих цилиндра. Использование двух рабочих цилиндров снижает динамические нагрузки, обеспечивает более равномерное поступление бетонной смеси в бетонопровод и повышает производительность установки.

Для подачи бетонной смеси с осадкой конуса 6—10 см на расстояние 150 м по горизонтали и на 30 м по вертикали применяют пневмонагнетатели, представляющие собой металлический резервуар (рис. 6.7), на котором смонтирована арматура подачи и регулирования сжатого воздуха. В комплект оборудования входит концевой гаситель, предназначенный для гашения (снижения) динамических нагрузок (силы удара и скорости выхода бетонной смеси из бетоновода), а также для отделения воздуха от смеси и распределения ее в бетонируемую конструкцию.

В результате применения бетононасосов снижается стоимость и трудоемкость бетонных работ. Подача бетонной смеси по трубам позволяет работать в стесненных условиях, где подача каким-либо другим способом не может быть применена. Подача по трубам позволяет сохранить качество смеси и сократить ее потери, связанные с перегрузкой из одного транспортного средства в другое. Подача бетонной смеси по трубам по сравнению с подачей ее ленточными конвейерами и кранами сокращает число обслуживающих рабочих в 2 — 3,5 раза, значительно повышает производительность труда и снижает сроки строительства.

§ 40. Винтовые пневмвтические насосы для цемента

Насосостроительная промышленность выпускает винтовые пневматические насосы с подачей 20—200 т/ч при рабочем давлении в смесительной камере не более 0,2 — 0,3 МПа; дальность подачи (приведенная) — от 200 до 400 м. Винтовой пневматический насос работает по принципу питателя, в котором в смесительную камеру подается цемент и сжатый воздух для транспортирования цемента.

Рабочим органом насоса является винтовой шнек, расположенный в броневой гильзе. При эксплуатации насоса необходимо наблюдать за зазором между поверхностью броневой гильзы и шнеком. Зазор для насосов с внутренним диаметром броневой гильзы до 200 мм не должен превышать 2,5% этого диаметра, а для остальных насосов зазор принимается 5 мм. Шнек и броневую гильзу изготовляют из высокопрочной стали, обеспечивающей рабочий ресурс насоса от 500 до 1200 ч.

В соответствии с требованиями санитарных норм смесительная камера должна быть герметичной. На заводе-изготовителе камеры подвергают гидравлическому испытанию под давлением 0,6 МПа. Перепад давления на элементах, подводящих сжатый воздух (микропористая перегородка, сопло и др.), не должен превышать 0,05 МПа при максимальном расходе сжатого воздуха.

Винтовые пневматические насосы для цемента изготовляют семи типоразмеров. В условное обозначение насоса входят его тип, подача и дальность транспортирования. Например, насос НПВ63-4— пневматический винтовой подачей 63 т/ч и дальностью транспортирования 400 м. Подача насосов указывается для цемента плотностью 1,2 — 1,3 т/м^3. Насосы всех типоразмеров должны обеспечивать подачу цемента на высоту до 30 м.

ГЛАВА 7. ТИПЫ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ СИСТЕМ ВОДОСНАБЖЕНИЯ И КАНАЛИЗАЦИИ

§ 41. Назначение насосных станций. Основные требования, предъявляемые к их сооружениям и оборудованию

Насосные станции систем водоснабжения и канализации представляют собой комплекс сооружений и оборудования, обеспечивающий водоподачу или водоотведение в соответствии с нуждами потребителя. Состав сооружений, их конструктивные особенности, тип и число основного и вспомогательного оборудования определяются исходя из принципов комплексного использования водных ресурсов и охраны природы с учетом назначения насосной станции и предъявляемых к ней технологических требований.

По своему назначению и расположению в общей схеме водоснабжения насосные станции подразделяются на станции I подъема, II подъема, повысительные и циркуляционные.

Насосные станции I подъема забирают воду из источника водоснабжения и подают ее на очистные сооружения или, если не требуется очистки воды, непосредственно в резервуары, распределительную сеть, водонапорную башню либо другие сооружения в зависимости от принятой схемы водоснабжения. На промышленных предприятиях с процессами, предъявляющими различные требования к качеству воды, на одной и той же насосной станции могут быть установлены насосы, подающие воду как на очистные сооружения, так и непосредственно на предприятия без очистки.

Насосные станции II подъема служат для подачи очищенной воды потребителям, обычно из резервуаров чистой воды.

В некоторых случаях насосы I и II подъема могут быть размещены на одной станции, что позволяет уменьшить расходы на строительство и эксплуатацию. Однако такое решение не всегда возможно и зависит от вида водоисточника, наличия и типа очистных сооружений, от рельефа местности и т. п.

Повысительные насосные станции (станции подкачки) предназначены для повышения напора в водопроводной сети или в водоводе. В этом случае вода забирается из одной сети (участка водовода) и под повышенным напором подается в другую сеть (района города, отдельного цеха промышленного предприятия) или в последующий участок длинного водовода.

Циркуляционные насосные станции входят в схемы оборотного технического водоснабжения промышленных предприятий и тепловых электростанций. На этих станциях одни насосы подают отработавшую на предприятии воду на охлаждающие или очистные устройства, а другие насосы возвращают подготовленную воду снова к производственным установкам.

Назначение насосных станций в схемах канализации заключается в подъеме сточной воды на очистные сооружения, если рельеф местности не позволяет подавать эти воды самотеком. Канализационные насосные станции устраивают также для того, чтобы избежать большого заглубления самотечного коллектора. В этом случае сточные воды из заглубленного коллектора подаются в другой, расположенный выше.

По расположению в общей схеме канализации насосные станции подразделяются на *главные*, которые служат для перекачивания сточных вод со всей территории населенного пункта или промышленного пред-

приятия, и *районные*, предназначенные для перекачивания сточных вод только с части территории населенного пункта или промышленного предприятия. Районные насосные станции перекачивают воду или непосредственно на очистные сооружения, или в близлежащий коллéктор.

Наряду с обеспечением напора и подачи, предусмотренных графиком водоподачи или водоотведения для нормальных и аварийных условий, при сооружении и оборудовании насосных станций необходимо при наименьших затратах на их строительство и эксплуатацию обеспечивать: требуемую степень надежности и, следовательно, определенную степень бесперебойности работы; долговечность, соответствующую народнохозяйственному значению объектов, в состав которых они входят; достаточные удобства эксплуатации и широкое применение автоматики и телемеханики.

При строительстве насосных станций не следует допускать излишеств в составе и размерах сооружений, кубатуре зданий, основном и вспомогательном оборудовании, объемах временного строительства, архитектурном оформлении и т. п.

Необходимо наиболее полно использовать стандартные изделия и местные строительные материалы. Строительство должно быть выполнено в наиболее короткие сроки при возможно меньшей стоимости, максимальной механизации строительного процесса, применении совершенного строительного оборудования и передовых методов труда, а также при сокращении трудоемкости работ. Ущерб, который может быть причинен при возведении сооружений насосной станции вследствие затопления и подтопления территорий, занесения и размывания русла, переформирования берегов, изменения ледового режима и нарушения рыбного хозяйства, следует сводить до минимума.

В заключение необходимо особо отметить, что состав сооружений и оборудования насосной станции, равно как и вся схема водоснабжения или канализации в целом, должны отвечать условиям будущей эксплуатации при непрерывно изменяющихся размерах и режиме водопотребления в данном районе на основе плана развития народного хозяйства.

§ 42. Принципиальные схемы насосных станций

Большое разнообразие природных условий, различие технологических требований и особенности эксплуатации обусловливают обилие методов решения задач водоснабжения и канализации. В связи с этим установившейся и общепринятой классификации насосных станций в настоящее время не существует.

Водопроводные насосные станции. Для водоснабжения используются, как известно, подземные воды (артезианские или грунтовые, воды ключей), подрусловые воды и поверхностные воды рек, каналов, озер и водохранилищ. В отдельных случаях для производственного водоснабжения используется морская вода, что требует строительства особых насосных станций морского типа. В каждом случае состав сооружений насосной станции, их тип и компоновка будут определяться не только видом источника водоснабжения, но и его особенностями. Так, когда открытый водоем в меженный период в естественном состоянии не обеспечивает потребности в воде, необходимо предусматривать регулирование стока в пределах года или многолетнего периода. Отсутствие в реке глубин, достаточных для устройства и нормальной работы насосной станции, требует повышения горизонта воды путем строительства плотины. Содержание в воде источника большого количества взвешенных наносов заставляет видоизменять конструкции элементов станции для предотвращения абразивного износа оборудования или включать в состав ее сооружений отстойники.

В состав насосиых станций I подъема, забирающих воду из открытого водоисточника (рис. 7.1), входят:

водозаборное сооружение, предназначенное для забора требуемого объема воды из водоисточника и предварительной ее очистки от взвешенных и плавающих загрязнений, а при необходимости также и от наносов;

сооружения, транспортирующие воду от водозаборного до водоприемного сооружения насосной станции;

водоприемное сооружение, предназначенное для подвода воды к всасывающим трубам насоса;

всасывающие трубы;

здание насосной станции со всем необходимым гидромеханическим, энергетическим и вспомогательным оборудованием;

напорные трубопроводы;

водовыпускное сооружение, предназначенное для спокойного выпуска воды из напорного трубопровода в отводящий канал, на очистные или технологические сооружеиия.

В зависимости от естественных, эксплуатационных и производственных условий некоторых сооружений может не быть вообще или они могут быть объединены. Основным фактором, определяющим общую схему компоновки и конструктивные решения отдельных сооружений, является размещение водозаборного сооружения по отношению к водоисточнику (береговое или русловое) и зданию насосной станции (совмещенное или раздельное).

При наличии у берега реки или водохранилища глубин, обеспечивающих нормальные условия для забора воды, при относительно небольших колебаниях горизонтов воды (до 5—8 м) обычно устраивают *береговые насосные станции совмещенного типа* (рис. 7.1, *а*). В зависимости от формы берегов и геологических условий здание станции может быть расположено непосредственно на берегу у уреза максимального горизонта воды или на некотором удалении от берега в конце водоподводящего канала.

Береговые насосные станции раздельного типа (рис. 7.1, *б*) применяют при широкой затопляемой пойме. Водозаборные сооружения располагают вблизи уреза максимального горизонта воды, а здание станции — у береговой надпойменной террасы. Между водозаборным сооружением и зданием насосной станции укладывают самотечные трубы.

При значительных колебаниях горизонтов воды (12—20 м) здание станции для обеспечения его устойчивости выносят в русло реки, т. е. применяют *русловые совмещенные насосные станции* (рис. 7.1, *в*).

В условиях пологого русла реки и малых глубин рекомендуется применять *русловые насосные станции раздельного типа,* у которых вода из оголовка водозабора, расположенного в русле реки, поступает в водоприемник станции, размещенный на берегу, по самотечным водоводам (рис. 7.1, *г*).

Русловые насосные станции применяют также и при заборе воды из водохранилищ. В этом случае при проектировании станции обычно проверяют целесообразность совмещения насосной станции с плотиной и использованием в качестве водозабора башни донного водоспуска или головного сооружения поверхностного водосброса.

В водозабор подземных вод, как правило, входят приемные устройства (скважины, шахтные колодцы, лучевые водозаборы, горизонтальные водосборы, каптажи источников), насосы и трубопроводы, связывающие отдельные приемные устройства с насосной станцией или с водоводами.

В зависимости от суммарной подачи насосной станции, мощности водоносного пласта и глубины его залегания возможны схемы индивидуального или группового водозабора. В первом случае каждая скважина оборудована своим собственным насосом, как это показано на рис. 7.2,*а*. Вода насосом подается в сборный коллектор или непосредственно в водонапорную башню, а оттуда в сеть.

Использование буровых скважин в целях водоснабжения возможно и без установки в каждой из них дорогостоящих артезианских и погружных насосов. Водозаборное устройство при этом представляет собой ряд скважин, подключенных к общему водоводу, заканчивающемуся в водосбросном колодце общей для всех скважин насосной станцией (рис. 7.2, *б*). Водозаборные скважины размещаются на некотором расстоянии друг от друга, определяемом местными гидрогеологическими условиями. Над скважинами устраивают колодцы, в которых устанавливают задвижки для отключения скважины от общей линии и необходимую контрольно-измерительную аппаратуру. При относительно неглубоком уровне напорных вод или неглубоко залегающем безнапорном водоносном пласте вода из скважины забирается трубопроводом, работающим как сифон за счет разности между динамическим уровнем воды в скважинах и уровнем воды в водосборном колодце насосной станции. Для зарядки сифонного водовода устанавливается вакуум-насос.

Значительная, как правило, удаленность насосных станций II подъема от источника водоснабжения и независимость работы насосов станции от режима водоисточника (колебаний уровней воды, наличия

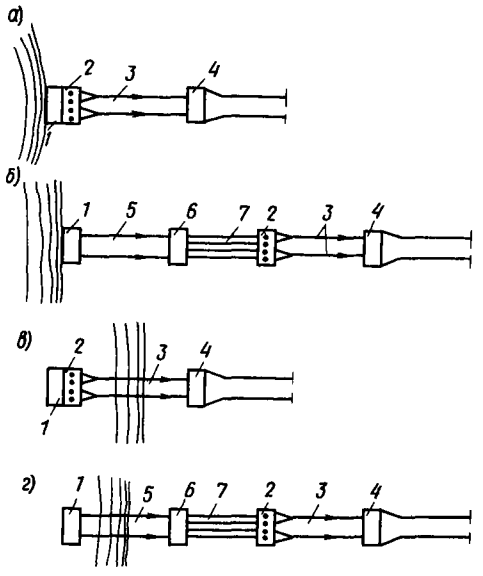


Рис 7.1 Принципиальные схемы компоновки сооружений насосных станций I подъема, использующих открытый водоисточник

а—береговая совмещенного типа *б*—береговая раздельного типа *в*—русловая совмещенного типа *г*—русловая раздельного типа *1*—водозаборное сооружение, *2*—здание станции *3*—напорные трубопроводы, *4*—водовыпуск *5*—водоводы *6*—водоприемник, *7*—всасывающие трубы

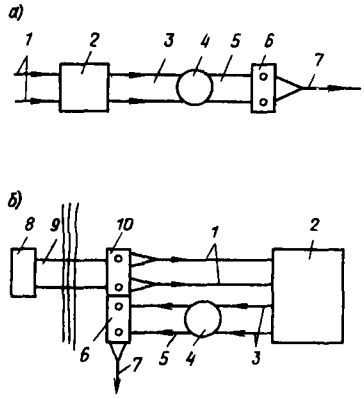
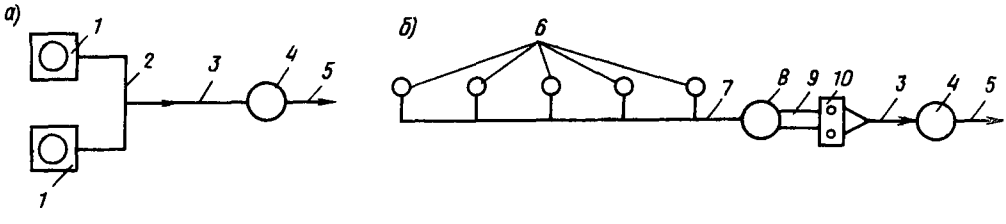


Рис. 7.3 Принципиальные схемы насосных станций II подъема

а—раздельное расположение *б*—объединенное расположение; *1*—напорные трубопроводы насосов I подъема, *2*—очистные сооружения, *3*—трубопроводы от очистных сооружений к резервуару чистой воды, *4*—резервуар чистой воды; *5*—всасывающие трубопроводы насосов II подъема *6*—насосная станция II подъема, *7*—напорные трубопроводы насосов II подъема, *8*—водозаборное сооружение *9*—самотечные водоводы, *10*—насосная станция I подъема

Рис 7 2 Схемы насосных станций, забирающих подземные воды

а—с индивидуальными насосными установками *б*—с групповым водозабором, *1*—скважины с установленными в них насосами, *2*—сборный коллектор, *3*—напорный трубопровод; *4*—водонапорная башня *5*—разводящая сеть водопровода *6*—скважины без насосов; *7*—самотечный трубопровод *8*—сборный колодец, *9*—всасывающие трубы; *10*—насосная станция I подъема



плавающих и донных загрязнений, ледового режима и т. д.) позволяют в большой мере упростить схему компоновки основных сооружений станции.

На рис. 7.3, *а* показана схема размещения очистных сооружений комплекса с насосной станцией II подъема. Вода напорными трубопроводами насосной станции I подъема подается на очистные сооружения. После них отфильтрованная и хлорированная вода поступает в резервуар чистой воды, из которого она забирается всасывающими трубами насосов станции II подъема и под напором подается в сеть. На рис. 7.3, *б* показана схема, характерная для условий, при которых очистные сооружения расположены близко к станции I подъема. Здесь насосы I и II подъема для удобства эксплуатации объединены в одном здании.

Принципиальные схемы компоновки сооружений повысительных насосных станций определяются типом водовода, по которому передается вода, и расходом транспортируемого потока.

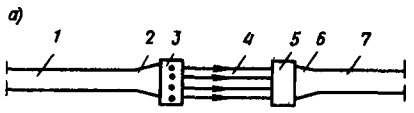
В качестве водоводов, транспортирующих большие объемы воды на дальние расстояния, чаще всего используются открытые каналы. Наиболее типичным для этих условий является решение, при котором вода забирается из водоисточника насосами головной насосной станции и подается в канал, где на определенных расстояниях размещаются станции промежуточного водоподъема, последовательно подкачивающие воду. Продольный профиль канала при этом приобретает ступенчатый характер с отдельными самотечными участками (бьефами), расположенными на разных отметках.

Схемы головных насосных станций практически не отличаются от уже рассмотренных нами схем водопроводных насосных станций I подъема. Специфическими являются лишь конструкции сооружений, осуществляющих выпуск воды в первый самотечный участок канала.

Схемы промежуточной, или перевальной, станции подкачки изображены на рис. 7.4. Насосная станция, совмещенная с водоприемником, забирает воду из аванкамеры, представляющей собой расширенный участок канала (рис. 7.4, *а*). Вода по относительно коротким трубопроводам подается в водовыпускное сооружение, из которого поступает в напорный бассейн и затем в следующий участок канала. Подобные схемы насосных станций характерны также для ирригационных систем.

При использовании для передачи воды на дальние расстояния напорных водоводов приходится создавать в начальной точке водовода весьма большой напор для преодоления гидравлических сопротивлений. Вследствие этого на значительном участке водовода, примыкающем к головной насосной станции, внутренние давления, как правило, высоки, что требует применения высоконапорных и, следовательно, дорогих труб. Для снижения давления в трубах длинный напорный водовод разбивают на несколько высотных зон, разделяя его на промежуточные последовательно включаемые участки и располагая в начальной точке каждого участка повысительную насосную станцию, забирающую воду из безнапорного резервуара (рис. 7 4, *б*). Можно подкачивать воду и без резервуаров. Однако их устройство дает ряд преимуществ: резервуары, представляющие собой некоторую аккумулирующую емкость, исключают возможность образования вакуума в водоводе при подходе к насосам и снижают величину возможных гидравлических ударов. Кроме того, весьма часто в районных схемах водоснабжения, где используют длинные водоводы, промужуточные резервуары устраивают в местах отбора воды; в этом случае они служат регулирующей емкостью.

Принципиальные схемы компоновки циркуляционных насосных станций можно рассмотреть на примерах систем водоснабжения тепловых электростанций (ТЭС). В совре-



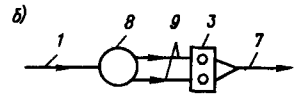
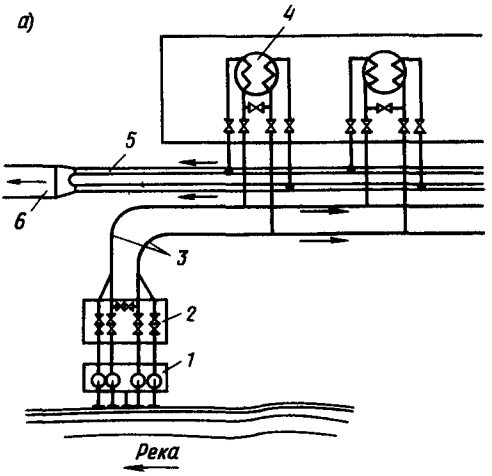


Рис. 7.4. Схемы промежуточных станций подкачки

а—на открытом канале, *б*—на напорном трубопроводе, *1*—подводящий участок, *2*—аванкамера, *3*—здание насосной станции, *4*—напорные трубопроводы; *5*—водовыпуск, *6*—напорный бассейн, *7*—отводящий участок, *8*—резервуар, *9*—всасывающие линии насосов



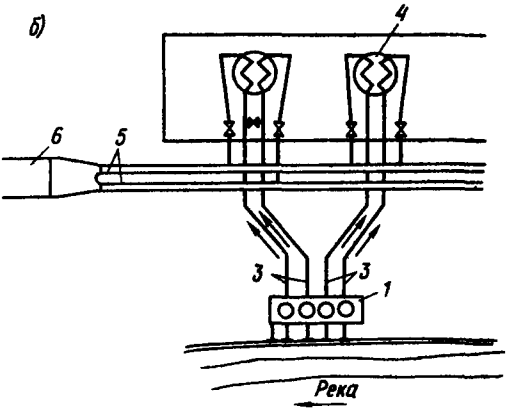


Рис. 7.5. Схемы циркуляционных насосных станций прямоточной системы водоснабжения ТЭС

а—централизованная; *б*—блочная; *1*—здание насосной станции; *2*—помещение обратных клапанов и задвижек, *3*—напорные трубопроводы; *4*—конденсаторы паровых турбин; *5*—закрытые самотечные отводящие каналы, *6*—открытый отводящий канал

менной практике строительства ТЭС используют две основные системы водоснабжения: прямоточную и оборотную с прудами-охладителями, градирнями или брызгальными устройствами. Встречается также сочетание обеих систем.

При прямоточной системе водоснабжения различают централизованную и блочную схемы циркуляционных насосных станций. При централизованной схеме (рис. 7.5, *а*) сооружают одну или две насосные станции, и воду подают обычно по двум прокладываемым параллельно фронту турбинного отделения магистральным трубопроводам, из которых отводят ее к конденсаторам. Если турбина имеет два конденсатора, то к каждому магистральному трубопроводу присоединяют конденсатор, а при одном конденсаторе — одну из его половин. При блочной схеме (рис. 7.5, *б*) магистральные трубопроводы отсутствуют, и каждый насос циркуляционной станции подает воду непосредственно в один из конденсаторов или в одну из половин конденсатора турбины.

В обеих схемах компоновки циркуляционных насосных станций прямоточной системы водоснабжения ТЭС воду после конденсаторов отводят по самотечным каналам, которые на территории электростанции выполняют закрытыми, а за ее пределами — открытыми.

При оборотной системе водоснабжения основная масса воды, прошедшая через конденсаторы, поступает в охладители и затем опять используется для охлаждения конденсаторов и других теплообменников. Свежая добавочная вода подается в объеме, необходимом для восполнения потерь в охладителях. Оборотная система водоснабжения с градирнями является типовой для теплоэлектроцентралей.

Схемы циркуляционных насосных станций промышленных предприятий могут иметь отличия по сравнению с рассмотренными, что определяется особенностями производственного цикла.

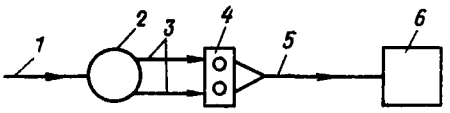


Рис 7.6 Схема подачи сточных вод на очистные сооружения
1—самотечный магистральный коллектор, *2*—приемный резервуар *3*—всасывающие трубы насосов *4*—помещение насосной станции, *5*—напорный трубопровод, *6*—очистные сооружения

Канализационные насосные станции. Принципиальная схема компоновки сооружений канализационной насосной станции, подающей сточные воды на очистные сооружения, приведена на рис. 7.6.

Характерной особенностью любой схемы компоновки является наличие регулирующего приемного резервуара, сглаживающего неравномерность притока воды к насосам. Кроме того, для предохранения насосов от засорения и поломок сточные воды перед поступлением в насосы пропускаются через устройства механической очистки, устанавливаемые в помещениях, примыкающих к приемным резервуарам

§ 43. Типы насосных станций

Тип водопроводной насосной станции определяется ее назначением и подачей, а также зависит от вида и режима источника водоснабжения, расположения здания насосной станции по отношению к водозаборному сооружению, типа и характеристик основного насосного оборудования и систем привода, климатических условий, рельефа и гидрогеологии местности.

Тип канализационной насосной станции диктуется главным образом глубиной заложения подводящего коллектора, объемом сточных вод и регулярностью их поступления, гидрогеологическими условиями (в частности, наличием грунтовых вод), типом устанавливаемых насосов и двигателей.

В значительной степени тип насосной станции зависит от способа управления агрегатами.

Всевозможные сочетания указанных условий предопределили наличие большого числа признаков, по которым могут быть классифицированы типы и конструкции насосных станций систем водоснабжения и канализации.

По характеру основного оборудования насосные станции могут быть:

с центробежными горизонтальными или вертикальными насосами;

с осевыми и диагональными горизонтальными, наклонными или вертикальными насосами;

с объемными насосами,

с водоподъемниками различных типов.

По расположению лопастных насосов относительно уровня воды в приемном резервуаре или в подводящем коллекторе насосные станции подразделяются:

на станции, где насосы установлены с положительной высотой всасывания;

на станции, где насосы установлены с подпором.

По расположению относительно поверхности земли насосные станции могут быть:

заглубленными (шахтного типа),

частично заглубленными;

наземными

По характеру управления насосные станции могут быть:

с ручным управлением — все операции по включению и выключению агрегатов производятся обслуживающим персоналом;

автоматическими — все операции по управлению выполняются соответствующими приборами и устройствами,

дистанционными — включение и выключение агрегата производится из диспетчерского пункта, значительно удаленного от станции.

Особую группу представляют собой нестационарные насосные станции, устраиваемые в основном для непродолжительной сезонной работы Они используются для водоснабжения временных поселков и хозяйств, строительных площадок, а также для местного орошения относительно небольших площадей.

В заключение следует сказать, что в любом случае окончательный выбор того или иного типа насосной станции обычно производят путем технико-экономического сравнения нескольких вариантов.

ГЛАВА 8. ОСНОВНОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 44. Состав оборудования насосных станций

Для осуществления главной функции насосной станции — подачи воды — предназначено различное оборудование, от которого зависят эффективность и надежность эксплуатации станции В связи с этим одним из наиболее ответственных этапов проектирования насосной станции является подбор типов и параметров оборудования с учетом его характеристик, взаимосвязей и удобства эксплуатации. Номенклатура и взаимосвязи различного оборудования насосных станций наиболее наглядно представляются технологической блок-схемой, изображенной на рис. 8.1.

Входящее в схему оборудование и системы обычно разделяют на следующие группы.

Основное энергетическое оборудование включает насосы и приводные двигатели. В зависимости от требуемого напора на станции устанавливаются осевые, диагональные и центробежные лопастные насосы или насосы вытеснения. Привод насосов чаще всего осуществляется с помощью электродвигателей, реже двигателей внутреннего сгорания, еще реже паровых турбин. Комплекс, состоящий из насоса и приводного двигателя, называют *гидроагрегатом* или просто *агрегатом* насосной станции Число агрегатов насосной станции может быть различным и зависит от расчетной (максимальной) подачи станции и мощности агрегата. При требуемой большой подаче станции стремятся снизить число агрегатов за счет увеличения их единичной мощности.

Механическое оборудование насосных станций включает в себя сороудерживающие устройства, затворы и подъемно-транспортные механизмы.

Сороудерживающие устройства необходимы для предохранения насосов от попадания в них сора и плавающих тел, способных нарушить нормальную эксплуатацию агрегата, а также для предварительной очистки воды в соответствии с требованиями потребителя.

Затворы обеспечивают изменение режима работы насосной станции, а также периодические осмотры и ремонты ее агрегатов и отдельных сооружений.

Подъемно-транспортные механизмы на водопроводных и канализационных насосных станциях служат в основном для монтажа и демонтажа оборудования, трубопроводов и фасонных частей, а также для производства ремонтных работ. На насосных станциях, совмещенных с водозаборными сооружениями, работа грузоподъемных механизмов связана и с технологическими операциями — систематический подъем и опускание затворов, сороудерживающих устройств и т. д.

Вспомогательное оборудование включает в себя системы технического водоснабжения, дренажно-осушительную, масляного и пневматического хозяйства, вакуум-систему.

Система технического водоснабжения (комплекс СТВ; см. рис. 8.1) предназначена для подачи технически чистой воды к устройствам для водяной смазки направляющих подшипников и сальниковых уплотнений насосов, а также к теплообменникам вспомогательного оборудования (компрессоров, крупных электродвигателей, маслонапорных установок и др.).

Дренажно-осушительная система (комплекс ДОС; см. рис. 8.1) предназначена для откачивания воды из камер, самотечных и всасывающих труб насосов, расположенных

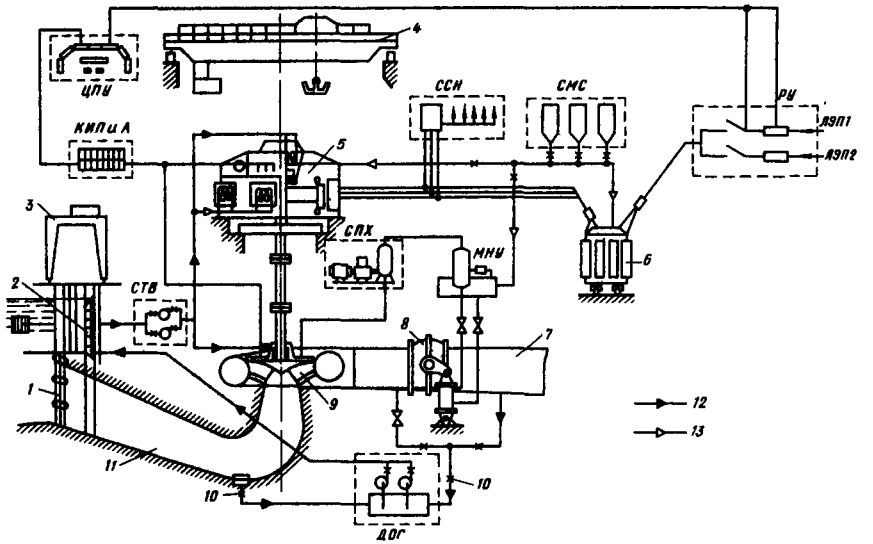


Рис. 8.1. Технологическая блок-схема насосной станции
1—сороудерживающая решетка; *2*—плоский затвор; *3*—козловой кран; *4*—мостовой кран, *5*—приводной электродвигатель, *6*—силовой трансформатор, *7*—напорный трубопровод; *8*—дисковый затвор; *9*—насос; *10*—задвижки, *11*—всасывающая труба, *12* и *13*—направление движения соответственно воды и масла

ниже максимального уровня воды в нижнем бьефе, опорожнения напорных трубопроводов, а также для удаления дренажной воды из подземных помещений.

Система маслоснабжения (комплекс СМС; см. рис. 8.1) служит для обеспечения маслами соответствующих марок масляных ванн и подшипников электродвигателей, механизмов системы регулирования, сервомоторов и гидроподъемников затворов, силовых трансформаторов и маслонаполненных электрических аппаратов распределительных устройств. Эта система включает в себя емкости для хранения оперативных запасов чистого масла и для слива отработавшего масла, коммуникационные трубопроводы, маслонапорные установки (МНУ), маслонасосные агрегаты и аппаратуру для очистки масла.

Система пневматического хозяйства (комплекс СПХ; см. рис. 8.1) необходима для питания сжатым воздухом устройств для зарядки котлов МНУ, торможения агрегатов и отжатия воды из камер рабочих колес насосов для работы агрегатов в режиме синхронного компенсатора, аппаратуры контроля, пневмоприводов затворов, масляных и воздушных выключателей, а также для технических нужд станции (работа пневмоинструмента и т. п.). Система состоит из компрессоров, воздухоприемников (ресиверов) и воздухопроводов соответствующего давления.

Вакуум-система предназначена для заливки водой насосов, установленных выше уровня воды в нижнем бьефе.

Контрольно-измерительные приборы и системы автоматизации (комплекс КИПиА; см. рис. 8.1) включают в себя устройства контроля за состоянием основных агрегатов и другого оборудования (измерение мощности, давления, расхода, температуры различных частей, подачи смазки, охлаждающей воды и т. д.), сосредоточенные в специальных щитах и при отклонениях режима сверх допустимых значений дающие сигнал, а при необходимости и импульс на автоматическую остановку агрегата. В систему КИПиА входят также органы управления, обеспечивающие возможность комплексной автоматизации насосной станции, работающей с минимальным количеством дежурного персонала или без него. На крупных станциях все наиболее важные органы управления и контроля

выводятся на центральный пульт управления ЦПУ, из которого осуществляется управление агрегатами станции.

Степень автоматизации технологических процессов и состав контрольно-измерительных приборов на насосной станции зависят от ее назначения и требований системы водоснабжения.

К вспомогательному оборудованию насосных станций относятся также *трубы* и *фасонные части*, обеспечивающие подсоединение насосов к всасывающим и напорным трубопроводам.

Электрические устройства насосной станции включают в себя (см. рис. 8.1) силовые трансформаторы, выводы высокого и низкого напряжения, распределительное устройство (РУ), токопроводы к электродвигателям, системы контроля и собственных нужд (ССН).

Система собственных нужд обеспечивает электроснабжение электродвигателей МНУ, системы технического водоснабжения и дренажа, освещения, устройств автоматики и защиты и других потребителей электроэнергии. Надежность ССН должна быть весьма высокой, что достигается соответствующим резервированием.

Противопожарные и санитарно-технические устройства. В здании насосной станции находятся установки и устройства, имеющие повышенную взрыво- и пожароопасность. К ним относятся электродвигатели, силовые трансформаторы, кабели, масляное хозяйство, аккумуляторная и пр. В связи с этим при проектировании насосных станций необходимо предусматривать соответствующие мероприятия по обнаружению, а для отдельных помещений и по автоматическому тушению пожара с помощью стационарных водяных или пенных установок. На крупных насосных станциях устраивается отдельная система противопожарного водоснабжения.

Для обеспечения нормальных условий эксплуатации здание насосной станции в соответствии с действующими нормативными положениями, должно быть оборудовано системами отопления, питьевого водоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха и другими санитарно-техническими устройствами.

§ 45. Приводные двигатели насосов различных типов

Компактность конструкций, простота соединений с насосом, легкая автоматизация управления и относительно низкие эксплуатационные затраты предопределили массовое применение электродвигателей переменного тока в качестве привода для насосов систем водоснабжения и канализации.

К приводным электродвигателям насосных агрегатов помимо их большой мощности предъявляется ряд специфических требований. Одним из определяющих является необходимость пуска двигателей под нагрузкой. Конструкция электродвигателя должна также допускать довольно продолжительное вращение ротора в обратную сторону (с угонной скоростью, определяемой характеристикой насоса), вызываемое сливом воды из напорных трубопроводов после отключения электродвигателя от сети при плановой или аварийной остановке агрегата.

Весьма желательной для улучшения условий работы энергетических систем, где применяются мощные насосные станции, является возможность частых повторных пусков, что, в свою очередь, предъявляет повышенные требования к конструкциям обмотки статора и пусковой обмотки электродвигателя, нагревание которых определяет продолжительность требуемой паузы между пусками и допустимое число пусков за рассматриваемый период.

Энергоснабжение и электропривод рассматриваются в специальных курсах, поэтому в настоящем учебнике лишь кратко освещаются особенности приводных электродвигателей различных типов, в значительной мере определяющие конструкцию и размеры машинного здания насосной станции.

Асинхронные электродвигатели. При работе этих двигателей частота вращения магнитного поля статора постоянна и зависит от частоты питающей сети (стандартная частота 50 Гц) и от числа пар полюсов, а частота вращения ротора отличается на величину скольжения, составляющую 0,012—0,06 скорости магнитного поля статора. Причиной исключительно широкого применения асинхронных электродвигателей является их простота и небольшая стоимость.

В зависимости от типа обмотки ротора различают асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым или с фазным ротором

Короткозамкнутые асинхронные электродвигатели являются наиболее подходящим электроприводом для небольших насосов Они значительно дешевле электродвигателей всех других типов и, что очень существенно, обслуживание их гораздо проще Пуск этих электродвигателей — прямой асинхронный, при этом не требуется каких-либо дополнительных устройств, что дает возможность значительно упростить схему автоматического управления агрегатами

Однако при прямом включении короткозамкнутых асинхронных электродвигателей очень высока кратиость пускового тока, который для двигателей мощностью 0,6—100 кВт при $n = 750 \div 3000$ мин$^{-1}$ в 5—7 раз выше номинального тока Такой кратковременный толчок пускового тока относительно безопасен для двигателя, но вызывает резкое снижение напряжения в сети, что может неблагоприятно сказаться на других потребителях энергии, присоединенных к той же распределительной сети. По этим причинам допустимая номинальная мощность асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором, пускаемым прямым включением, зависит от мощности сети и в большинстве случаев ограничивается 100 кВт.

Асинхронные электродвигатели с фазным ротором имеют более сложную и дорогую конструкцию, так как обмотки ротора у них соединяются с наружным пусковым реостатом через три контактных кольца со скользящими по ним щетками

Перед пуском такого электродвигателя в цепь ротора с помощью реостата вводят дополнительное сопротивление, благодаря чему при включении электродвигателя уменьшается сила пускового тока По мере увеличения частоты вращения двигателя сопротивление постепенно уменьшается, а после того как электродвигатель достигнет частоты вращения, близкой к нормальной, сопротивление пускового реостата целиком выводят, обмотки закорачивают и двигатель продолжает работать как короткозамкнутый

Для насосов с горизонтальным валом отечественной промышленностью в настоящее вермя выпускаются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором единой серии 4А мощностью 0,06—400 кВт при $n \geqslant 3000$ мин$^{-1}$ и высоте оси вращения 50—355 мм. Электродвигатели мощностью 0,06—0,37 кВт изготовляются на напряжение 220 и 380 В; 0,55—11 кВт — на 220, 380 и 660 В; 15—110 кВт — на 220/380 и 380/660 В; 132—400 кВт — на 380/660 В.

Для привода вертикальных насосов выпускаются асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором серии ВАН мощностью 315—2500 кВт, напряжением 6 кВ и номинальной частотой вращения 375—1000 мин$^{-1}$.

Изготовляются электродвигатели серии ВАН (рис 8 2) в вертикальном подвесном исполнении с подпятником и двумя направляющими подшипниками (один из которых расположен в верхней крестовине, другой — в нижней), с фланцевым концом вала для присоединения к насосу Вентиляция электродвигателя осуществляется по разомкнутому циклу напором воздуха, создаваемым вращающимся ротором и вентиляторами Холодный воздух поступает в машину снизу из фундаментной ямы через нижнюю крестовину и сверху через окна в верхней крестовине Нагретый воздух выбрасывается через отверстия в корпусе статора

Асинхронные электродвигатели основного исполнения имеют различные модификации, в частности: с повышенным пусковым моментом; с повышенными энергетическими показателями для насосных агрегатов с круглосуточной работой, при которой особое значение имеет повышение КПД; с фазным ротором, облегчающим условия пуска и т. п.

Отечественной промышленность о также выпускаются многоскоростные асинхронные электродвигатели, позволяющие изменением частоты вращения регулировать подачу и напор насоса, улучшая, тем самым, технико-экономические показатели насосной станции в целом. Так, например, двухскоростные электродвигатели серии ДВДА имеют интервал значений мощности от 500/315 до 1600/1000 кВт. Эти электродвигатели переводятся с одной частоты вращения на другую отключением одной

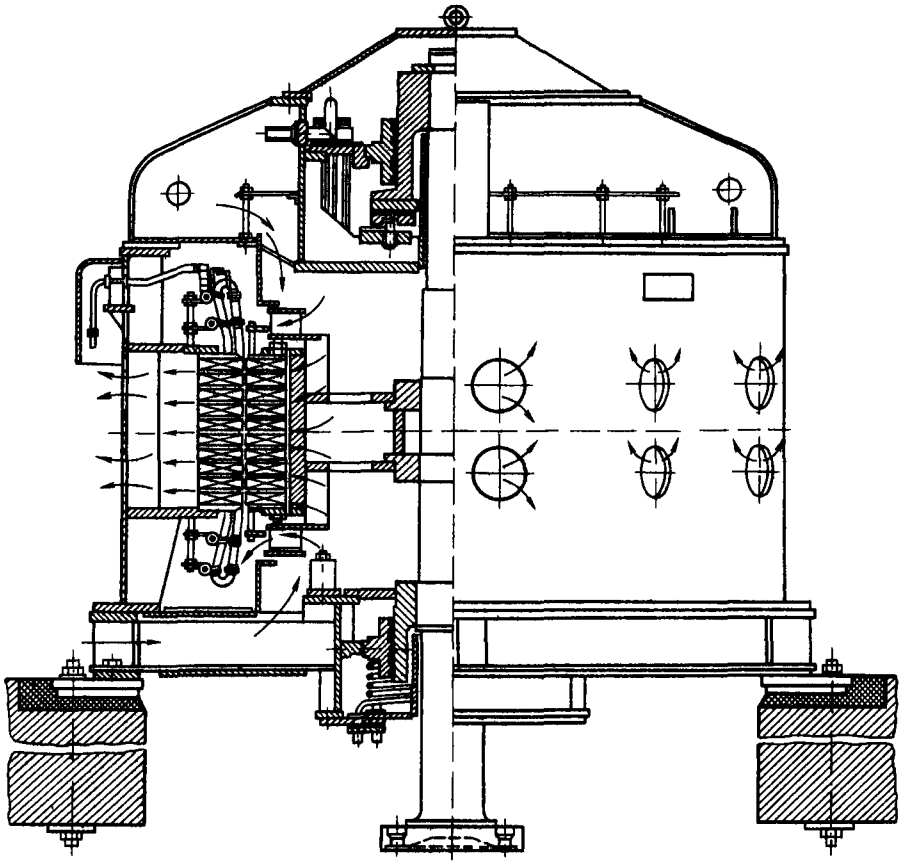


Рис 8 2 Общий вид вертикального асинхронного двигателя серии ВАН

обмотки статора с последующим включением другой.

Синхронные электродвигатели переменного тока применяются для привода мощных насосов, характеризуемых большой продолжительностью работы. Частота вращения синхронных электродвигателей связана постоянным отношением с частотой сети переменного тока, в которую эта машина включена: $pn = 3000$ (где p — число пар полюсов; n — частота вращения)

Ротор синхронной машины отличается от ротора асинхронной наличием рабочей обмотки для создания постоянного магнитного поля, взаимодействующего с вращающимся магнитным полем статора Рабочая обмотка ротора запитывается постоянным током от возбудителя, которым может служить либо генератор постоянного тока, либо тиристориый возбудитель Генератор постоянного тока может располагаться отдельно от электродвигателя или крепиться на валу ротора Во втором случае генератор выполняется с самовозбуждением Тиристорный возбудитель всегда располагается отдельно от электродвигателя

Основные преимущества синхронного электродвигателя перед асинхронным следующие

синхронный электродвигатель может работать с коэффициентом мощности (cosφ), равным единице и даже опережающим, что улучшает коэффициент мощности сети и, следовательно, экономит электроэнергию,

при колебаниях напряжения в сети синхронный электродвигатель работает более устойчиво, допуская кратковременное снижение напряжения до 0,6 номинального

Основным недостатком синхронных электродвигателей является то, что момент на их валу при пуске равен нулю, поэтому их необходимо раскручивать тем или иным способом до скорости, близкой к синхронной Для этой цели большинство современных синхронных электродвигателей имеет в роторе дополнительную пусковую короткозамкнутую обмотку, аналогичную обмотке ротора асинхронного двигателя

Для насосов с горизонтальным валом используют синхронные двигатели общего применения серий СД2,

СДН-2, СДНЗ-2 и СДЗ различных типоразмеров, имеющие большой диапазон мощности (132—4000 кВт) и частоты вращения (100—1500 мин$^{-1}$) при напряжении 380—6000 В.

Для привода вертикальных насосов изготовляются две серии синхронных двигателей трехфазного тока частотой 50 Гц, мощностью 630—12 500 кВт, напряжением 6 и 10 кВ, с опережающим cos $\varphi=0{,}9$, позволяющим получить от двигателя при работе его в номинальном режиме реактивную мощность в пределах до 40% номинальной. Первая серия двигателей ВСДН 15—17-го габаритов включает машины с параметрами: $N=630\div3200$ кВт, $n=375\div750$ мин$^{-1}$. Вторая серия электродвигателей ВДС 18—20-го габаритов включает машины бо́льших мощностей ($N=4000\div12\,500$ кВт) и меньших частот вращения ($n=250\div375$ мин$^{-1}$).

Серийно выпускаемый вертикальный синхронный электродвигатель серии ВДС (рис. 8.3) имеет статор цилиндрической формы, активная сталь которого набрана пакетами из листовой стали и закреплена в станине стяжными шпильками. Ротор двигателя выполнен из литой стали. Полюсы прикреплены к ободу болтами. В верхней крестовине размещены подпятник, верхний направляющий подшипник и маслоохладитель. Эта крестовина является грузонесущей и воспринимает вес всех вращающихся частей агрегата и давление воды на рабочее колесо насоса. В нижней крестовине двигателя установлен нижний направляющий подшипник. Возбудитель двигателя (в данном случае генератор постоянного тока с самовозбуждением) вместе с контактными кольцами насажен на отдельный вал, который имеет фланцевое соединение с валом двигателя. В случае отдельно стоящих возбудителей на валу электродвигателя устанавливаются кольца, с помощью которых возбудитель соединяется с обмотками ротора. Двигатель имеет проточную вентиляцию. Двигатели этого типа мощностью свыше 4000 кВт выполняются с замкнутой системой вентиляции и охлаждением воздуха с помощью охладителей.

Обозначение электродвигателей этого типа включает данные об их габаритах. Так, например, марка двигателя, изображенного на рис. 8.3, означает: вертикальный (В) двигатель (Д) синхронного типа (С) с диаметром расточки статора 325 см, длиной сердечника статора 44 см и числом полюсов $2p=16$.

Напряжение приводного двигателя принимают в зависимости от его мощности и напряжения сети энергосистемы, к которой подключена насосная станция.

Если питание насосной станции осуществляется от энергосети напряжением 3,6 или 10 кВ и мощность электродвигателей превышает 250 кВт, то следует устанавливать двигатели на том же напряжении. В этом случае отпадает необходимость сооружения понизительной трансформаторной подстанции и, следовательно, уменьшаются затраты по сооружению насосной станции. Напряжение электродвигателей мощностью 200—250 кВт определяется схемой электропитания и условиями перспективного увеличения их мощности. Электродвигатели мощностью до 200 кВт следует принимать низковольтными, напряжением 220, 380 и реже 500 В.

В зависимости от особенностей среды производственных помещений водопроводных и канализационных насосных станций в них устанавливают электродвигатели в том или ином конструктивном исполнении.

Электродвигатели, устанавливаемые в помещениях с нормальной средой, обычно принимают в защищенном исполнении. Электродвигатели, устанавливаемые на открытом воздухе, следует принимать в закрытом исполнении, для низких температур — во влагоморозостойком. При установке приводных электродвигателей в особо сырых местах их принимают в капле- или брызгозащи-

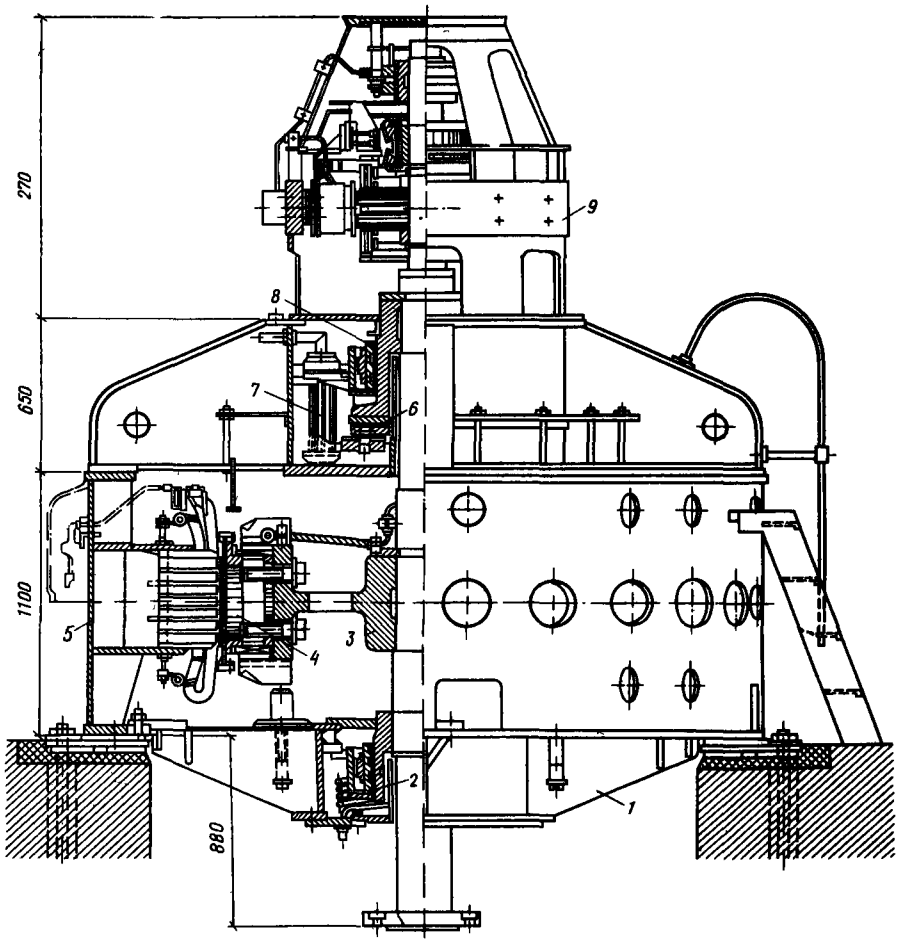


Рис. 8.3 Вертикальный синхронный электродвигатель ВДС-325/44-16 (5000 кВт, 6000 В, 375 мин$^{-1}$)

1—нижняя крестовина, *2*—нижний подшипник, *3*—ротор *4*—полюсы *5*—статор *6*—подпятник, *7*—маслоохладитель *8*—верхний подшипник *9*—возбудитель двигателя

щенном исполнении с влагостойкой изоляцией. Исполнение электродвигателей, устанавливаемых во взрывоопасных помещениях, должно приниматься в соответствии с Правилами устройств электроустановок (ПУЭ).

§ 46. Сороудерживающие устройства

Защита насосной станции от плавающего сора проводится в несколько этапов. Крупные предметы и шуга, плавающие по водной поверхности, отводятся вниз по течению или к берегу плавучей запанью Более мелкие включения, движущиеся в глубине потока или поднырнувшие под запань, улавливаются на сороудерживающих решетках. При более жестких требованиях к качеству подаваемой воды мелкие загрязнения, прошедшие через решетки, улавливаются сетками или даже микросетками, устанавливаемыми непосредственно перед входом в насос[1].

При проектировании сороудерживающих устройств учитывают следующее: расположение решеток и сеток относительно уровня воды в водоисточнике, местоположение их в составе водозаборных сооружений,

[1] Специальные сороудерживающие устройства, применяемые на канализационных насосных станциях, рассматриваются в гл 11

положение относительно направления движения потока при входе в водоприемные отверстия, скорость потока в створе решетки или сетки, ожидаемую степень засорения и возможность обмерзания, применение тех или иных эффективных средств очистки. Сороудерживающие устройства должны быть запроектированы таким образом, чтобы при целесообразных затратах на их изготовление они обеспечивали в процессе эксплуатации наряду с надежной защитой насосов и технологического оборудования от сора и плавающих тел наименьшие потери энергии.

Решетки. При незначительном заглублении напорных водоприемных отверстий под уровень воды в источнике или в поверхностных безнапорных водоприемниках обычно устанавливают плоские стержневые решетки, которые размещаются, как правило, в специальных пазах. В большинстве случаев решетки делают съемными; их обслуживание (перенос и установка в пазы) осуществляется подъемно-транспортными механизмами водозаборных сооружений. Поэтому при больших размерах перекрываемых отверстий для удобства переноса и установки решетки изготовляют из отдельных секций. Каждая секция состоит из опорной конструкции, в которой закреплены металлические стержни, расположенные на некотором расстоянии друг от друга. Просветы между стержнями решетки рекомендуется принимать такими, чтобы сор, прошедший через решетку, не застревал в элементах проточной части насоса. В зависимости от типа и размеров насосов величина просветов между стержнями решетки обычно принимается для осевых насосов от 5 до 15 см, а для центробежных от 3 до 10 см.

Расположение сороудерживающих решеток на большой глубине затрудняет их осмотр, очистку и ремонт. В связи с этим в глубинных водозаборах насосных станций применяют несъемные плоские и полигональные сороудерживающие решетки, которые опираются на стационарные подрешеточные конструкции. Эти конструкции обычно представляют собой систему соединенных друг с другом железобетонных или металлических стоек и ригелей обтекаемой формы, устанавливаемых по направлению движения потока.

В зависимости от схемы водоприемника насосной станции и условий эксплуатации сороудерживающие решетки можно устанавливать вертикально или наклонно.

На рис. 8.4 приведена типовая конструкция плоской стержневой решетки, применяемой для входных окон размером до 1250×2500 мм. Каркас опорной конструкции решетки состоит из стоек и ригелей, изготовляемых из угловой стали или из швеллера. Стержни решетки — прямоугольного сечения, размером 50×6 мм, из полосовой стали. Необходимое расстояние между стержнями фиксируется стальным стержневым полотном, имеющим поперечные шлицы для установки стержней. Опорная поверхность нижнего ригеля обшита деревянным брусом, обеспечивающим необходимую амортизацию при опускании решетки на порог водоприемника.

При больших размерах водоприемных отверстий применяются сороудерживающие решетки индивидуального изготовления, представляющие собой также прямоугольные рамы из швеллера с системой раскосов для жесткости, заполненные вертикальными стальными полосами толщиной 4—10 мм. Поскольку полосы оказывают струенаправляющее воздействие на поток, то их ширина l выбирается исходя из соотношения $l\geqslant(1\div1{,}3)a$ (где a — просвет между полосами). При расчете решеток на прочность, если нет каких-либо специальных ограничений, потери напора на них принимаются 1—2 м.

Потери напора в решетках определяются по формуле

$$h_{реш}=\zeta_{реш}v^2_{реш}/(2g),$$

где $\zeta_{реш}$ — коэффициент потерь напора, зависящий от формы и размеров стержней ре-

шетки, степени стеснения потока конструктивными элементами решетки, засорения решетки и направления скоростей перед решеткой, $v_{реш}$ — средняя скорость потока, отнесенная к сечению отверстий сороудерживающих решеток

Согласно указаниям СНиП, допустимые значения $v_{реш}$ без учета требований рыбозащиты следует принимать для средних и тяжелых условий забора воды соответственно: при береговых незатопленных водозаборах 0,6—0,2 м/с; при затопленных водозаборах 0,3—0,1 м/с. С учетом требований рыбозащиты в реках со скоростями течения не менее 0,4 м/с допустимая скорость $v_{реш}$ = = 0,25 м/с и в водоемах — 0,1 м/с Для очень тяжелых шуголедовых условий $v_{реш}$ следует снижать до 0,06 м/с. Для водозаборов глубинного типа с послойным отбором воды допустимые скорости $v_{реш}$ необходимо обосновывать расчетами.

Значения коэффициента $\zeta_{реш}$ и методика его определения для решеток со стержнями различной формы приводятся в специальной литературе [1].

Эффективная очистка решеток от сора имеет большое значение для безаварийной их эксплуатации и для обеспечения минимально возможных потерь напора. В зависимости от характера засорения решетки (попадания на нее бревен и топляков или же торфа, сучьев, водорослей и т. д.) применяют различные очистные механизмы и устройства: грейферы; ковши; механические, свободные и направляемые грабли; тралы, которыми можно перемещать сор вдоль забральной стенки водоприемника насосной станции и т. д

Оборудование для очистных решеток обычно прикрепляется к тросам кранов, обслуживающих водоприемник станции, или устанавливается на решеткоочистительных машинах, передвигающихся вдоль фронта решеток.

Во избежание обмерзания внутриводным льдом стержни решеток

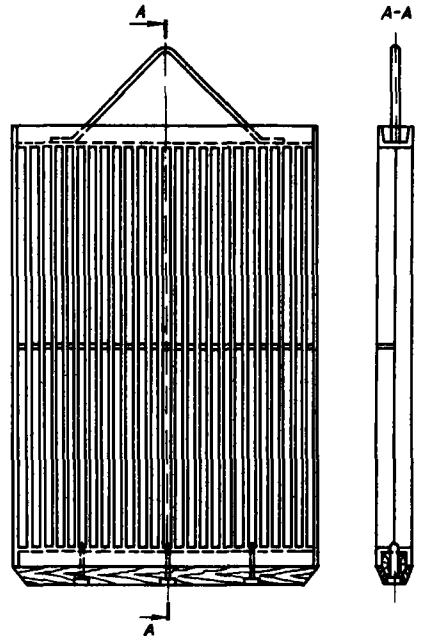


Рис 8 4. Плоская стержневая решетка

выполняют из гидрофобных материалов (каучук, эбонит, дерево) или покрывают ими металлические стержни решеток. Для борьбы с оледенением решеток и их закупоркой шугой во время шугохода применяют электрообогрев, подвод теплой воды или сжатого воздуха, обратную промывку и т. п. Электрический ток при электрообогреве пропускается непосредственно по стержням или по проложенным в полых стержнях проводникам. Напряжение подаваемого тока 50—150 В.

Мощность, кВт, необходимая на обогрев 1 м^2 площади поверхности стержней решетки, может быть определена по формуле

$$N_{обогр} = k_{зап} \cdot 0{,}00116\alpha(t_{реш} - t_в),$$

где $k_{зап}$ — коэффициент запаса, принимаемый равным 1,5—2, α — коэффициент теплоотдачи металла воде, кВт/(м^2·°С); 0,00116 = 427/(3600·102) — коэффициент перехода от ккал/ч к кВт; $t_в$ — температура воды.

Если электрический ток пропускается непосредственно по стержням решетки, то коэффициент теплоотдачи α определяется по формулам

для стержней цилиндрического сечения или прямоугольного сечения с полукруглым оголовком

$$\alpha = 1700 v_{реш}^{0,6} / d^{0,4},$$

[1] См., например, **С. М. Слисский.** Гидравлика зданий гидроэлектростанций — М: Энергия, 1970.

где d — диаметр стержня (или диаметр закругления); для стержней прямоугольного сечения

$$\alpha = 6670 v_{реш}^{0,8}.$$

Следует отметить, что общий расход электроэнергии на обогревание решеток достаточно велик и составляет 2—4,5 кВт на каждый 1 м² площади перекрываемого отверстии или до 4—7 кВт на 1 м³ воды.

При использовании пара для подогрева воды расход его, кг/ч, может быть определен по формуле

$$G = Q \cdot 1000 t_в' / i_п,$$

где Q — подача насосной станции, м³/ч, $t_в'$ — температура подогревания воды, равная 0,015—0,04°С; $i_п$ — удельная энтальпия пара (2730 кДж/кг).

Ориентировочно расход пара для обогревания решеток составляет 0,15—0,2 кг на 1 м³ воды.

Сетки. Для более глубокой механической очистки воды в водоприемниках насосных станций систем промышленного и хозяйственно-питьевого водоснабжения устанавливают сетки. Материал проволоки для полотна сетки должен быть антикоррозионным (нержавеющая сталь, оцинкованная сталь, бронза, капрон и т. п.). Сетки, выполненные из углеродистой стали, обычно в течение одного года эксплуатации приходят в полную негодность. Размер ячеек сеток должен назначаться в каждом отдельном случае в зависимости от степени загрязнения воды в источнике и от требований производства, обслуживаемого данной насосной станцией. Эти же условия принимаются в расчет при выборе типа сетки — съемной или вращающейся.

Плоские съемные сетки чрезвычайно просты по устройству и в очень незначительной степени увеличивают размер сооружения. Каждая секция представляет собой металлическую раму из угловой стали, на которой крепятся проволочные полотнища. Полотно сеток делается двойным: мелкое рабочее с ячейками размером от 2×2 до 5×5 мм из тонкой проволоки и крупное — 20×20 мм и более для придания рабочему полотну необходимой прочности. Основным недостатком съемных сеток является то, что в процессе работы насосной станции их приходится сравнительно часто вынимать для очистки. Помимо усложнения условий эксплуатации это обстоятельство уменьшает необходимую надежность работы всей системы.

Ленточные вращающиеся сетки имеют значительные преимущества перед съемными, так как ряд операций — подъем сеток, промывка их и удаление извлеченных загрязнений — осуществляется непрерывно с помощью механизмов. Вращающиеся сетки представляют собой непрерывное проволочное полотно, перекинутое через один или два расположенных друг над другом горизонтальных барабана. Полотно состоит из отдельных секций (металлических рамок), шарнирно соединенных между собой. Каждая рамка затянута сеткой из тонкой проволоки. Ширина полотна сетки до 2—2,5 м. Сетки вращаются с помощью электродвигателя. Скорость поступательного движения сеток принимается тем больше, чем больше загрязнение забираемой воды. Обычно скорость движения сетки 3,5—10 см/с. Рабочую площадь сеток определяют по расчетной скорости движения воды через их отверстия, которая, согласно указаниям СНиП, принимается не более 0,4 м/с, если возможно попадание рыбы в сеточную камеру, и 0,8—1,2 м/с при установке рыбозаградительных устройств вне водоприемника. Отечественная промышленность выпускает вращающиеся сетки разнообразных конструкций[1].

§ 47. Затворы, задвижки, клапаны

Затворы насосных станций по своему назначению делятся на основные, аварийные и ремонтные.

Основные затворы (иногда их называют рабочими) обеспечивают оперативное регулирование расходов воды через сооружение. Основные затворы должны открываться и закрываться под напором. При значи-

[1] **Н. Н. Абрамов.** Водоснабжение. Изд 3-е — М: Стройиздат, 1982.

тельных размерах отверстий и необходимости точного регулирования расходов такие затворы открывают или закрывают частично.

Аварийные затворы предназначены для быстрого перекрытия отверстия в аварийных случаях, например при отключении насоса от сети, разрыве трубопровода, аварии основного затвора и т. д. Аварийные затворы должны закрываться под напором в потоке, а открываться, как правило, в безнапорном состоянии или при ограниченном напоре.

Ремонтные затворы служат для осушения, ревизий, ремонта и замены основных затворов и их закладных частей, проточных частей насосов, а также для осмотра и ремонта самого сооружения и его водопроводящих трактов. Ремонтные затворы должны быть водонепроницаемыми, экономичными и удобными для монтажа. Как правило, ремонтные заграждения устанавливают и убирают в стоячей воде, хотя некоторые ремонтные затворы могут перекрывать отверстия в текущей воде.

Довольно часто роль ремонтного и аварийного заграждения выполняет один затвор, называемый в этом случае аварийно-ремонтным. Он закрывается в потоке, отличается от ремонтного меньшим временем установки или закрывания и обеспечивает необходимую для выполнения ремонтных работ водонепроницаемость.

В зависимости от схемы насосной станции, действующего напора, типа и конструкции водоприемного и водопроводящих сооружений в водопроводно-канализационных системах применяют затворы самых различных конструкций. Объединяющим их качеством является то, что все они должны полностью удовлетворять требованиям эксплуатации и обеспечивать возможность ремонта и смены изнашивающихся в процессе работы деталей и узлов.

Плоские щитовые затворы бывают деревянные и металлические.

Деревянные щитовые затворы (рис. 8.5) примеияют при малых отверстиях и небольших гидростатических давлениях. Обычно их изготовляют из дубовых или сосновых брусьев, соединенных между собой стяжными болтами, и утяжеляющего стального листа для ликвидации плавучести щита; для подъема и спуска щит имеет ригель и подвески. Затворы устанавливают в направляющие из швеллеров, размер которых в свету должен быть на 2—4 см более толщины щита. Максимальный размер отверстий, перекрываемых плоскими деревянными затворами, достигает 2×
×2 м, допускаемый напор — 15 м.

Металлические щитовые затворы применяют при крупных водозаборных окнах и больших гидростатических давлениях. Эти затворы сваривают из швеллеров, уголков и листовой стали с боковым и нижним уплотнениями из профильной резины. Для относительно небольших отверстий (размером до 2,5×
×1,5 м) применяют скользящие затворы. Большие отверстия перекрываются катковыми затворами.

Конструкции металлических щитовых затворов весьма разнообразны. На рис. 8.6 показан затвор размером 2590×2340 мм.

Для уменьшения подъемного усилия служат колеса, которые воспринимают почти всю гидростатическую нагрузку на щит. Кроме грузовых колес, щит имеет боковые направляющие ролики, гарантирующие правильное перемещение щита при спуске и подъеме, и подвеску для строповки.

Усилие P, необходимое для подъема плоских щитовых затворов, может быть ориентировочно определено по формуле

$$P=(G+\rho HFf)k/1000,$$

где G — масса щита, кг; H — напор, действующий на затвор, м; F — площадь затвора, м^2, f — коэффициент трения металла по металлу, равный 0,3 для скользящих щитов и 0,1 для катковых, k — коэффициент запаса, равный 1,5.

Плоские щиты широко применяются в качестве затворов всех видов для водоприемных и водовыпускных сооружений насосных станций.

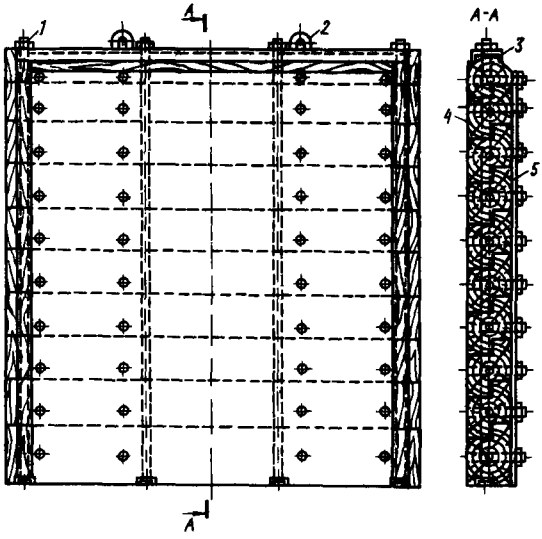


Рис 8 5 Деревянный плоский затвор
1—стяжные болты 2—подвески, 3—ригель, 4—деревянные брусья, 5—стальной лист

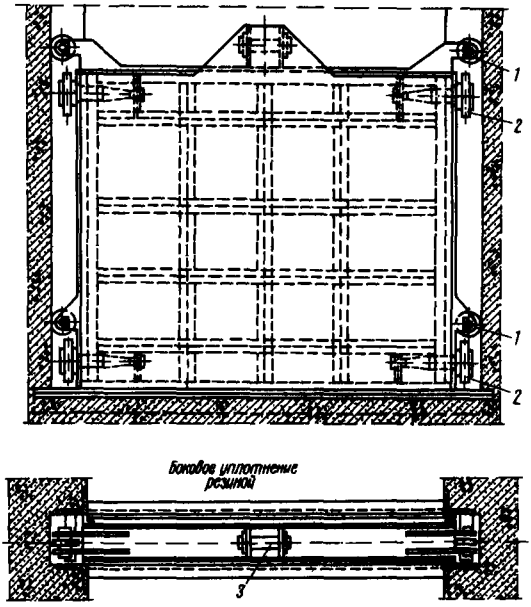


Рис. 8.6. Металлический плоский затвор
1—направляющие ролики, 2—колеса; 3—подвеска

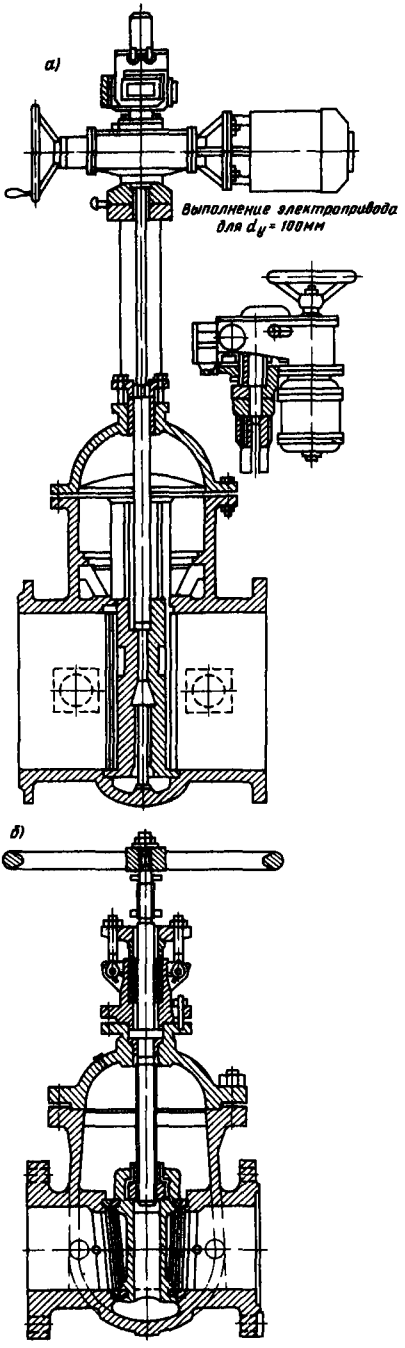


Рис. 8.7. Задвижки
а—параллельная задвижка с электроприводом и выдвижным шпинделем; б—клиновая задвижка с ручным приводом и невыдвижным шпинделем

Задвижки в зависимости от конструкции запорной части подразделяются на два основных типа: параллельные и клиновые.

В параллельных задвижках (рис. 8.7, *а*) проход в корпусе перекрывается двумя подвижно соединенными между собой дисками, кото-

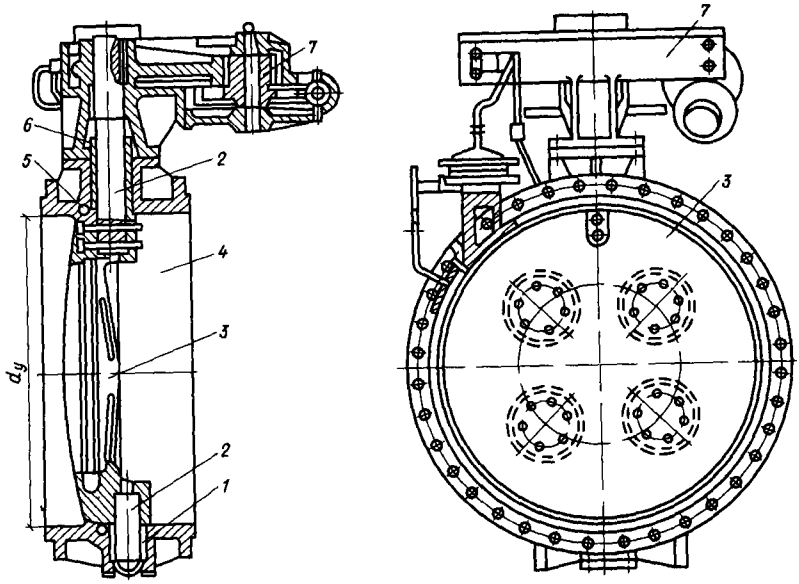


Рис. 8 8. Дисковый поворотный затвор с электроприводом
1—нижний подшипник, *2*—ось, *3*—поворотный диск, *4*—корпус; *5*—сальник; *6*—верхний подшипник; *7*—гидропривод

рые раздвигаются одним или двумя расположенными между ними клиньями. Уплотняющие кольца и диски расположены перпендикулярно оси задвижки.

В клиновых задвижках (рис. 8.7, *б*) проход в корпусе перекрывается одним круглым диском, который в поперечном сечении имеет форму клина и помещается в гнезде между наклонными уплотняющими кольцами.

Задвижки обоих типов изготовляются с выдвижным или с невыдвижным шпинделем. Выдвижной шпиндель легко очищать и смазывать, но для размещения задвижек с таким шпинделем требуется большая высота. При устройстве хозяйственно-питьевых водопроводов выдвигающийся шпиндель нежелателен по санитарным соображениям.

Отечественная промышленность серийно выпускает задвижки для трубопроводов диаметром до 1650 мм.

Для облегчения управления все задвижки диаметром более 400 мм, а на автоматизированных насосных станциях вне зависимости от диаметра должны быть оборудованы механическим приводом. Механическое управление задвижками осуществляется с помощью электро- или гидропривода. Задвижки с электроприводом чрезвычайно удобны при дистанционном и автоматическом управлении, требуют меньших размеров помещения, но менее надежны в работе по сравнению с задвижками с гидравлическим управлением, особенно при высоких давлениях. Задвижки с гидроприводом рекомендуется применять в тех случаях, когда задвижки с электроприводом не могут быть обеспечены двумя независимыми источниками питания. Гидроприводы задвижек изготовляются с водяным, масляным и иногда с пневматическим управлением.

Для управления задвижками с ручным приводом, расположенными ниже пола насосной станции, применяют специальные колонки. Корпус такой колонки снабжен флаицем, с помощью которого она прикрепляется к перекрытию.

Задвижки применяют в качестве рабочих и аварийно-ремонтных затворов на трубопроводах любого назначения.

Дисковые поворотные затворы также применяют для перекрытия трубопроводов. Принцип работы дискового затвора (рис. 8.8) заключается в том, что поворотный диск, прижимаясь к уплотняющей поверх-

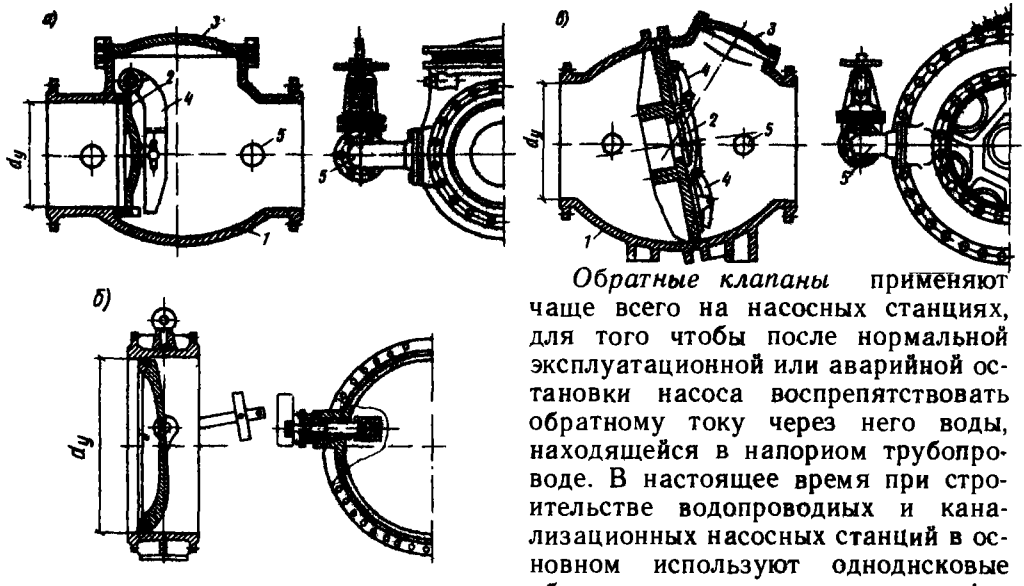


Рис. 8.9. Обратные клапаны

а—однодисковый с верхней подвеской тарели, б—однодисковый с эксцентричной подвеской тарели, в—многодисковый, 1—корпус; 2—тарель клапана, 3—крышка корпуса; 4—рычаги, 5—байпас

ности седла внутри корпуса, преграждает путь потоку жидкости; при повороте диска на 90° жидкость свободно проходит через затвор.

Достоинствами дисковых затворов являются быстрота управления, малые размеры и вес и небольшая стоимость. К недостаткам дисковых затворов можно отнести несколько бо́льшие потери напора, так как коэффициент местного сопротивления затвора больше, чем у задвижек. Кроме того, дисковые затворы должны открываться при уравновешенном с обеих сторон затвора давлении, что вызывает необходимость устройства обводных труб (байпасов).

Промышленностью серийно выпускаются дисковые поворотные затворы с ручным и механическим приводом диаметром до 2000 мм при напоре до 100 м. По специальным заказам могут быть выполнены затворы гораздо бо́льших диаметров.

Дисковые затворы применяют на всех видах трубопроводов в качестве рабочих и ремонтных затворов.

Обратные клапаны применяют чаще всего на насосных станциях, для того чтобы после нормальной эксплуатационной или аварийной остановки насоса воспрепятствовать обратному току через него воды, находящейся в напорном трубопроводе. В настоящее время при строительстве водопроводных и канализационных насосных станций в основном используют однодисковые обратные клапаны двух модификаций: с верхней подвеской и с эксцентричной подвеской тарели.

На рис. 8.9, *а* изображен однодисковый обратный клапан с верхней подвеской, выпускаемый промышленностью для трубопроводов диаметром до 1000 мм. Во время работы насоса тарель клапана под действием движущейся воды поворачивается на рычаге относительно оси и вода проходит через клапан. При остановке насоса тарель под действием собственного веса, а также давления воды со стороны напорного трубопровода опускается и клапан закрывается.

Обратные клапаны с эксцентричной подвеской тарели (рис. 8.9, *б*), выпускаемые промышленностью для трубопроводов диаметром до 1200 мм, по своим габаритам меньше клапанов с верхней подвеской и практически не выходят за пределы наружного диаметра трубопровода; длина их не больше диаметра, поэтому они легче и дешевле клапанов с верхней подвеской. Однако обратные клапаны с эксцентричной подвеской характеризуются большими потерями напора по сравнению с клапанами с верхней подвеской, поэтому экономия электроэнергии при применении клапанов с верхней подвеской может оказаться более

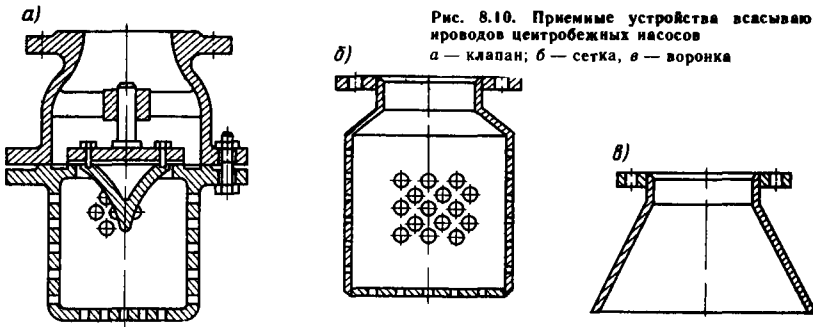


Рис. 8.10. Приемные устройства всасывающих трубопроводов центробежных насосов
а — клапан; *б* — сетка, *в* — воронка

существенной, чем экономия от снижения металлоемкости при применении клапанов с эксцентричной подвеской. Таким образом, при проектировании насосных станций выбор типа обратного клапана должен определяться технико-экономическими расчетами.

Наличие обратного клапана обеспечивает практически мгновенное отключение напорного водовода. Для того чтобы по тем или иным соображениям, например при необходимости уменьшения величины гидравлического удара в напорном трубопроводе, можно было увеличить период отключения, ось диска клапана оснащают противовесом или гидравлическим тормозом.

На трубопроводах больших диаметров возможно также применение многодисковых обратных клапанов (рис. 8.9, *в*), в которых один большой диск заменяется несколькими малыми.

Устанавливают обратные клапаны между напорным патрубком насоса и задвижкой, что позволяет отключать клапаны от напорного трубопровода для периодического их осмотра и ремонта.

Приемные клапаны, сетки и воронки. Приемные клапаны (рис. 8.10, *а*) устанавливают на входе во всасывающий трубопровод. Они служат для удержания воды во всасывающем трубопроводе и корпусе насоса при заливке его перед пуском. Если заливка насоса производится с помощью вакуум-насоса, то при наличии в воде большого числа взвешенных веществ устанавливают только предохранительную сетку (рис. 8.10, *б*), а при чистой воде — только приемную воронку (рис. 8.10. *в*).

§ 48. Подъемно-транспортные механизмы

Тип подъемно-транспортных механизмов выбирается с учетом размеров сооружения, компоновки технологического оборудования, его размеров и максимальной массы поднимаемого элемента. Необходимо также учитывать степень загрузки механизмов, периодичность их использования, а также безопасность подъемно-транспортных операций. Грузоподъемность того или иного механизма должна быть равна или больше массы наиболее тяжелой детали монтируемых насосных агрегатов: ротора двигателя, рабочего колеса насоса, статора двигателя, корпуса насоса. При предварительных расчетах максимальную массу детали можно принимать в пределах 50—60% общей массы машины. Перегрузка принимаемого подъемно-транспортного оборудования сверх номинальной грузоподъемности не допускается.

Для монтажа, ремонта и демонтажа оборудования, арматуры и трубопроводов предусматривают подъемно-транспортное оборудование с ручным приводом:

при массе узлов до 1000 кг (включительно) — кошку и таль по монорельсу;

при массе узлов до 5000 кг — подвесную кран-балку;

при массе узлов более 5000 кг— мостовой кран.

При подъеме оборудования на высоту 6 м и более, или при дли-

не машинного зала 18 м и более, или при массе оборудования более 5000 кг рекомендуется применять электрические кран-балки или мостовые электрические краны.

Электропривод для подъемно-транспортного оборудования следует примеиять в тех случаях, когда работа грузоподъемных механизмов связана с ежедневными частыми технологическими операциями.

Кошки и тали являются одним из самых простых видов грузоподъемных механизмов и широко распространены. Их используют как самостоятельное оборудование или вводят в комплект подвесной кран-балки либо мостового однобалочного крана. Кошки предназначены для подвешивания тали и перемещения груза по подвесному пути, рельсами которого служит двутавровая балка.

Подвесные кран-балки применяют при обслуживании прямоугольных в плане сооружений для подъема, спуска и перемещения грузов в продольном и поперечном направлении. Для кран-балок не требуется устройства подкрановых путей, что упрощает строительную часть сооружения.

Кран-балка с ручным или электрическим управлением (рис. 8.11) представляет собой отрезок двутавра, подвешенный к двум кареткам, каждая из которых передвигается по подвесному монорельсу из двутавровой балки. Монорельсы крепятся к балкам перекрытия.

Для перехода тали с грузом на монорельсы, расположенные в соседних пролетах, кран-балки оборудуют замками и стыкующими устройствами, что позволяет передавать грузы из пролета в пролет.

Отечественной промышленностью серийно выпускаются ручные кран-балки пролетом $L \leqslant 12$ м и высотой подъема груза $H = 3 \div 12$ м. Электрические кран-балки изготовляют пролетом до 17 м и высотой подъема 6, 12 и 18 м.

Мостовые краны передвигаются вдоль машинного зала по подкрановым балкам, которые обычно опираются на консоли несущих колонн или выступы (пилястры) стен.

В зависимости от грузоподъемности и размеров пролета сооружений ручные мостовые краны изготовляют однобалочными и двухбалочиыми. Однобалочный кран (рис. 8.12, *а*) состоит из моста в виде двутавровой балки, ходовых тележек, подъемной тали, прикрепленной к кошке, и механизма передвижения с тяговым колесом. Управление движения кошки как при перемещении груза вдоль несущей балки, так и при подъеме груза производится поводковыми цепями с пола помещения. Грузоподъемность мостовых ручных кранов до 8 т при пролете $L = 4{,}5 \div 17$ м и высоте подъема груза $H \leqslant 12$ м.

Электрический мостовой кран (рис. 8.12, *б*) состоит из моста, механизма его передвижения, тележки с механизмами подъема и перемещения груза. Мост крана составляют несущие балки коробчатого сечения, соединенные двумя поперечными опорными концевыми балками. На верхних поясах несущих балок установлены рельсы для крановой тележки. Питание кранов и тележек осуществляется от сети переменного тока через троллей.

Промышленностью серийно выпускаются мостовые электрические однокрюковые краны грузоподъемностью 5, 10 и 15 т и двухкрюковые краны грузоподъемностью 20/5, 30/5 и 50/10 т. Пролет кранов 11—32 м. По специальному заказу могут быть изготовлены мостовые краны грузоподъемностью до 500 т.

Управление движением кранов осуществляется с пола кнопочной станцией (для кранов грузоподъемностью до 20/5 т) или из кабины, подвешенной к мосту (для кранов оольшей грузоподъемности). Кран снабжен концевыми выключателями тока, устанавливаемыми на механизмах подъема груза, передвижения тележки и крана.

На насосных станциях открытого и полуоткрытого типа (без верхнего строения) устанавливают козловые или портальные краны, передвигающиеся над подземной частью здания станции (рис. 8.13). Эти же

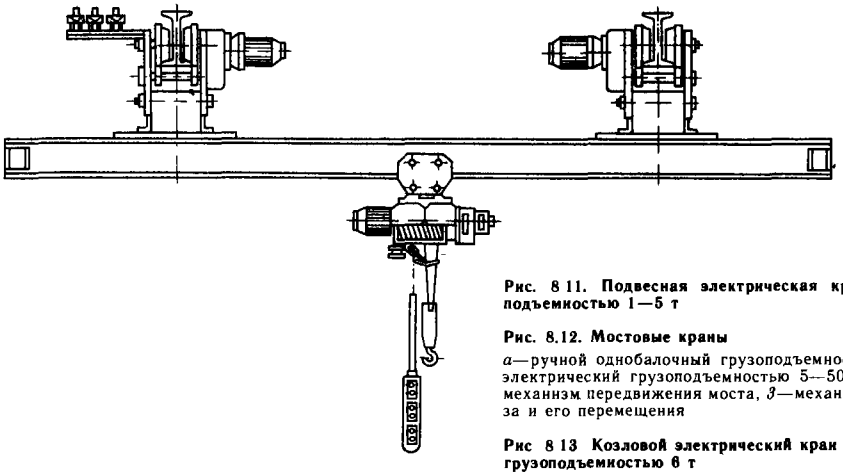
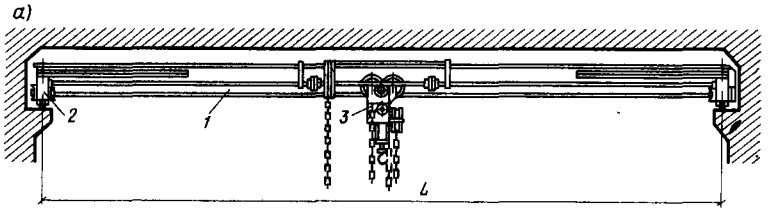


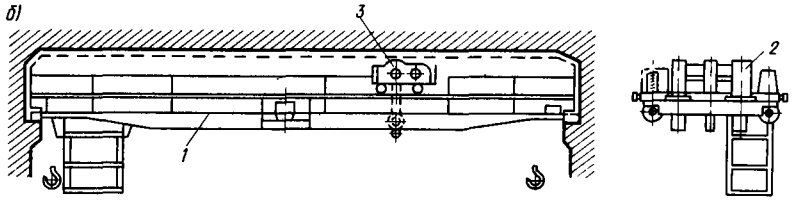
Рис. 8 11. Подвесная электрическая кран-балка грузоподъемностью 1—5 т

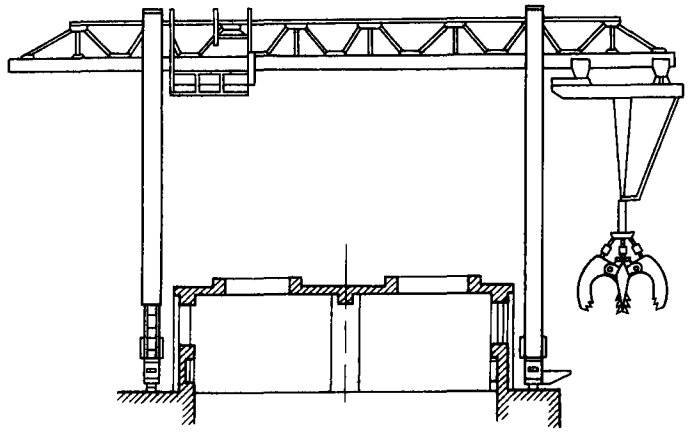
Рис. 8.12. Мостовые краны

а—ручной однобалочный грузоподъемностью 3—8 т; *б*—электрический грузоподъемностью 5—50 т *1*—мост *2*—механизм передвижения моста, *3*—механизм подъема груза и его перемещения

Рис 8 13 Козловой электрический кран пролетом 11 м и грузоподъемностью 6 т







краны, как правило, обслуживают и водоприемные сооружения при совмещенной компоновке. Характерной особенностью козловых кранов является передвижной мост, установленный на высоких опорах. Конструкции козловых кранов весьма разнообразны.

Помимо стационарных кранов машинного зала в здании насосной станции необходимо предусматривать местные грузоподъемные средства и такелажные приспособления, обеспечивающие механизацию монтажа, а также ремонта иасосных агрегатов и вспомогательного гидромеханического оборудования. На станциях должны быть отведены места для хранения этих приспособлений.

§ 49. Оборудование систем заливки насосов, технического водоснабжения, дренажа и осушения

Для обеспечения нормальных условий эксплуатации основного оборудования и сооружений насосной станции необходимо устройство различных вспомогательных систем, состав и характеристики которых определяются типом и технологической схемой установки основного оборудования, компоновкой сооружений узла, гидрологическими характеристиками водоисточника и особенностями местных условий.

Система заливки насосов. Перед пуском как центробежных, так и осевых насосов их корпус, рабочее колесо и всасывающий трубопровод должны быть заполнены водой.

Для повышения надежности работы насосов на насосных станциях и облегчения автоматизации центробежные насосы, как правило, а осевые насосы обязательно следует устанавливать с подпором при наинизшем уровне воды в источнике или в приемном резервуаре. Процедура заливки в этом случае максимально упрощается. Перед пуском насоса достаточно открыть задвижку на всасывающей линии насоса и кран для выпуска воздуха, установленный в верхней точке корпуса насоса.

В тех случаях, когда центробежные насосы по тем или иным причинам установлены выше уровня воды в приемном резервуаре, на насосных станциях должна быть специальная система для заливки.

Заливка насоса из напорного трубопровода возможна при наличии обводной трубы, соединяющей напорный трубопровод с корпусом насоса, и приемного клапана на всасывающем трубопроводе (рис. 8.14, *а*). На обводной трубе открывают задвижку и заливают всасывающий трубопровод и насос до тех пор, пока вода не покажется в воздушном кране.

Приемные клапаны выбирают таким образом, чтобы суммарное сечение отверстий в клапане было в 2—3 раза больше сечения всасывающего трубопровода. Необходимо отметить, что наличие приемного клапана на входе во всасывающий трубопровод приводит к резкому увеличению сопротивлений и может, кроме того, стать причиной целого ряда эксплуатационных неполадок. В связи с этим установка приемных клапанов допускается на всасывающих линиях диаметром до 200 мм лишь на насосных станциях III класса надежности.

Заливка насоса с помощью струйного насоса изображена схематически на рис. 8.14, *б*. Струйный насос, работающий от напорного трубопровода или от автономного источника, присоединяется к верхней части корпуса насоса. Вода, пар или сжатый воздух поступают с большой скоростью в сопло, захватывая с собой воздух из насоса, в результате чего создается разрежение и насос через всасывающую трубу заполняется водой. Перед пуском струйного насоса задвижка на напорном трубопроводе основного насоса должна быть плотно закрыта. Как только струйный насос начнет выбрасывать перекачиваемую жидкость, можно включать основной насос.

Заливка насоса с помощью вакуум-насоса производится на крупных насосных станциях, оборудован-

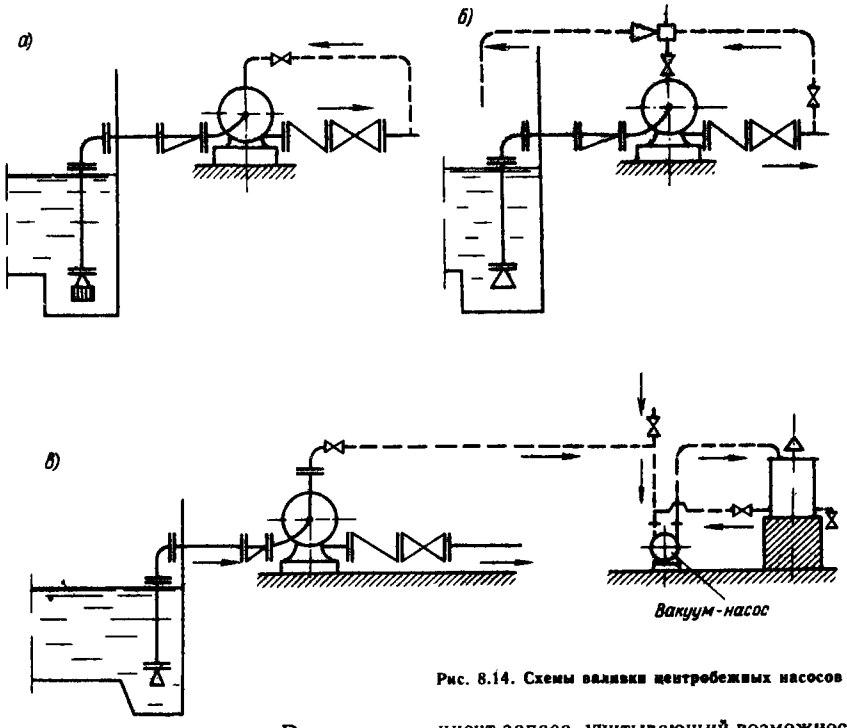


Рис. 8.14. Схемы заливки центробежных насосов

ных мощными насосами. Разрежение, необходимое для заполнения водой насоса и всасывающей линии, создается вакуум-насосом, присоединенным к корпусу основного насоса через циркуляционный контрольный бачок (рис. 8.14, *в*).

Требуемую подачу вакуум-насоса для предварительных подсчетов определяют исходя из времени, необходимого для создания расчетного разрежения, и из суммарного объема воздуха во всасывающем трубопроводе и насосе по формуле

$$Q_в = \frac{(W_{тр} + W_н) H_{ат}}{t(H_{ат} - H_s)} k,$$

где $Q_в$ — подача вакуум-насоса, м³/мин, $W_{тр}$ — объем воздуха во всасывающем трубопроводе основного насоса, м³; $W_н$ — объем воздуха в корпусе насоса, м³, $H_{ат}$ — напор, соответствующий атмосферному давлению (принимается равным 10 м); H_s — геометрическая высота всасывания насоса, считая от оси насоса до наинизшего уровня воды в резервуаре, м; t — время, требуемое для создания расчетного разрежения (в соответствии с инструктивными указаниями принимается не более 2 мин для противопожарных насосов и до 3—5 мин для насосов другого назначения); k — коэффициент запаса, учитывающий возможность проникания некоторого количества воздуха через неплотности и сальники (принимается равным 1,05—1,1)

Обычно на станции устанавливают два вакуум-насоса с одним циркуляционным бачком; один из насосов является рабочим, второй — резервным.

Преимуществом этого способа перед всеми упомянутыми ранее является то, что он позволяет полностью автоматизировать процесс заливки и пуска насоса.

Вакуум-насосы могут быть рекомендованы при работе на совершенно чистой воде. При загрязненной воде следует использовать струйные насосы.

Система технического водоснабжения. Техническая вода должна быть химически чистой и не должна разрушать аппаратуру трубопроводов и насосов. Для очистки воды от взвешенных веществ в систему водоснабжения станции входят отстойники и механические фильтры. Источниками водопитания системы технического водоснабжения обычно является верхний или нижний бьеф

насосной станции и лишь при сильном засорении — специальная скважина. В зависимости от напора, развиваемого основными насосами, обычно рекомендуется принимать следующие схемы питания:

при напорах до 10 и иногда свыше 40—50 м — от вспомогательных насосов с забором воды из нижнего бьефа;

при напорах от 10—15 до 40—50 м — самотечную систему с забором воды из верхнего бьефа или напорного трубопровода;

при напорах свыше 40—50 м — из верхнего бьефа или напорного трубопровода с предварительным понижением давления редукторами или диафрагмами.

При больших колебаниях напора возможно применение комбинированных схем питания.

В качестве насосов системы технического водоснабжения используются самовсасывающие вихревые насосы либо центробежные насосы консольного типа.

При числе основных насосных агрегатов до четырех обычно устанавливают два насоса технического водоснабжения: один рабочий и один резервный. При большем числе основных агрегатов принимают два рабочих насоса и один резервный.

Вода подается по двум магистральным водоводам, один из которых является резервным. Также дублируются в целях повышения надежности и системы водозабора, фильтрования и т. п. Максимальная скорость воды в водоводах не должна превышать 10 м/с и обычно колеблется от 1,5 до 7 м/с. Диаметр трубопроводов системы технического водоснабжения не превышает 100—150 мм.

Дренажные насосные установки. Для откачивания из помещений здания насосной станции фильтрационных вод, которые просачиваются через стенки и днище подземной части здания, строительные швы и сальниковые устройства насосов, применяют дренажные насосные установки.

Определить подачу дренажных насосов расчетом довольно трудно, поэтому ее принимают предварительно на основании опытных данных: для насосных станций малой мощности —1 л/с, средней мощности— 3,5—5 л/с, большой мощности — до 8—10 л/с.

Для сбора фильтрационных вод в торце здания станции, как правило, под монтажной площадкой устраивается сборный дренажный колодец. Объем колодца принимают равным 10—15-минутной подаче дренажного насоса. Вода к колодцу подводится дренажными лотками, а пол делается с уклоном в сторону лотков (0,002—0,0005).

Фильтрационная вода откачивается из колодцев в нижний бьеф станции дренажными насосами (вихревые или самовсасывающие центробежные), включение и выключение которых производится автоматически с помощью поплавковых реле.

Система осушения. Для удаления воды из всасывающих трубопроводов и приемных камер основных насосов служит система осушения. При положительной высоте всасывания и низких уровнях воды проточная часть агрегата, частично расположенная выше уровня нижнего бьефа, опорожняется самотеком, остальная часть воды должна быть откачана насосами, суммарная подача которых может быть определена по формуле

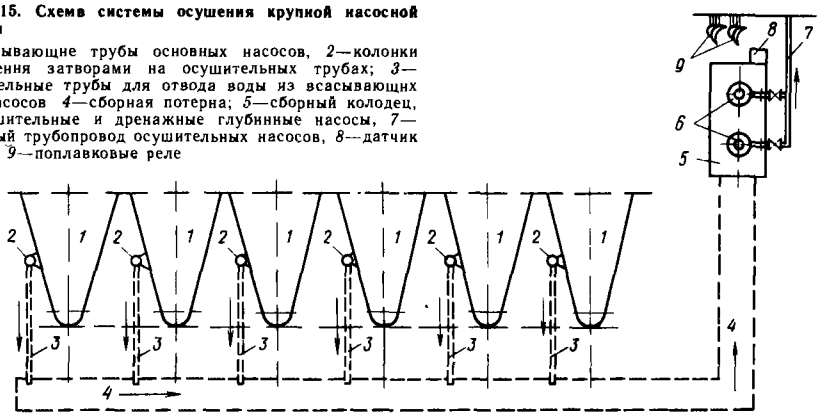
$$\Sigma Q_{oc} = W/t + q,$$

где W — объем воды, находящейся во всасывающей трубе и в камере осушаемого насоса при максимальном горизонте воды в нижнем бьефе, t — продолжительность откачки, обычно 5—8 ч, q — фильтрационный расход воды через неплотности в пазовых конструкциях затворов, который можно принимать из расчета 0,5—1 л/с на 1 м уплотняющих конструкций затвора, $м^3/ч$

Обычно устанавливают два насоса, причем оба рабочих. Резервных насосов не требуется, так как осушительные насосы работают периодически. Чаще всего применяют горизонтальные центробежные насосы. Очень удобны также артезианские насосы, располагаемые с подпором, что в значительной мере упрощает их эксплуатацию

Рис. 8.15. Схема системы осушения крупной насосной станции

1—всасывающие трубы основных насосов, *2*—колонки управления затворами на осушительных трубах; *3*—осушительные трубы для отвода воды из всасывающих труб насосов *4*—сборная потерна; *5*—сборный колодец, *6*—осушительные и дренажные глубинные насосы, *7*—напорный трубопровод осушительных насосов, *8*—датчик уровня; *9*—поплавковые реле



Существуют различные схемы систем осушения. Наибольшее распространение применительно к насосным станциям водоснабжения и орошения получила система с самотечным коллектором и сборным колодцем (рис. 8.15).

Для облегчения эксплуатации осушительные насосы устанавливают рядом с дренажными. На крупных насосных станциях роль дренажных насосов выполняют осушительные. В этом случае сборный колодец является и дренажным.

Насосы системы осушения должны откачивать воду из всех помещений станции, расположенных ниже отметки уровня воды в нижнем бьефе.

Система удаления осадка из водоприемных камер. Эта система оборудуется водоструйными или центробежными фекальными насосами. При значительных глубинах камер и колебаниях горизонтов воды фекальные насосы устанавливают в насосном помещении здания станции. Если позволяет высота всасывания, насосы устанавливают и на перекрытии приемных камер.

Пол в приемных камерах делают с уклоном в сторону всасывающей трубы грязевого насоса, а в месте расположения последнего устраивают приямок. Подачу грязевого насоса определяют исходя из консистенции осадка в среднем 1:10—1:12 и меньше. Практически расход осадка принимается 3—8 л/с.

Противопожарные насосные установки. В зданиях насосных станций (выполненных из несгораемых материалов) объемом подземной части более 1000 м^3 устанавливают противопожарные насосные установки, параметры которых определяются соответствующими инструкциями.

§ 50. Контрольно-измерительная аппаратура насосных станций

Для обеспечения нормальной эксплуатации сооружений и основного оборудования насосных станций предусматривается установка контрольно-измерительной аппаратуры. Состав приборов, их типы, места установок определяются в зависимости от основного оборудования станции, характера ее работы и принятой системы управления (автоматическое, диспетчерское, местное). Число приборов должно быть минимальным, но достаточным для управления, контроля и быстрейшей ликвидации аварий.

Контролю подлежат основные технологические параметры насосов: подача, давление (напор), вакуум во всасывающей линии, уровень в водозаборной камере (источнике), перепад уровней, потери напора, температура и т. д. В электрифицированных насосных станциях устанавливается, кроме того, контрольно-измерительная аппаратура для определения напряжения, силы подводимого тока, количества расходуемой

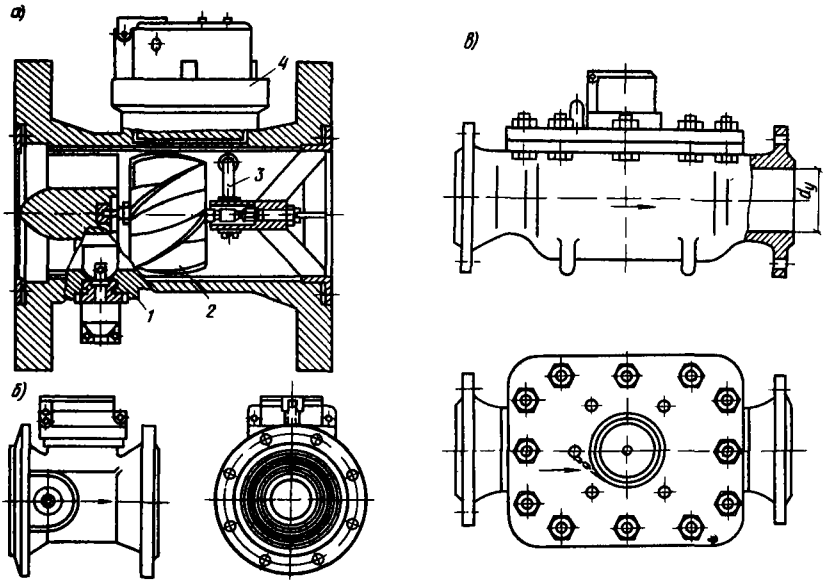


Рис. 8.16. Скоростные турбинные водомеры типа ВВ
а—общий вид, *б*—исполнение для марок ВВ 50 и ВВ-80 завода «Водоприбор» и всех модификаций завода «Ленводоприбор», *в*—исполнение для марок ВВ 100, ВВ 150 и ВВ 200 завода «Водоприбор»; *1*—корпус; *2*—вертушка; *3*—передача; *4*—счетный механизм

электроэнергии, коэффициента мощности cosφ, частоты тока и др. С помощью датчиков контролируются также уровни и температура масла в опорных и направляющих подшипниках электродвигателей и насосов.

Для определения подачи воды насосами на водопроводных станциях применяют расходомеры, основанные на принципе измерения скорости потока или перепада давлений.

Скоростные водомеры имеют вертушку, установленную внутри корпуса и приводимую во вращение водой с частотой, пропорциональной скорости потока, а следовательно, и расходу протекающей воды. Частота вращения вертушки суммируется счетным механизмом.

Скоростные водомеры выпускают двух видов:

с движением воды перпендикулярно оси вертушки — крыльчатые водосчетчики, устанавливаемые на горизонтальных трубопроводах;

с движением воды параллельно оси вертушки — турбинные водомеры, устанавливаемые на горизонтальных, вертикальных и наклонных трубопроводах.

Скоростные водомеры нормально работают при расходе около 20—25% так называемого характерного расхода, представляющего собой часовой расход в кубических метрах, при котором потеря напора в водомере равна 10 м.

Потери напора h_w в скоростных водомерах приближенно подсчитываются по формуле

$$h_w = 10\ (Q/Q_x)^2$$

где Q и Q_x — расчетный и характерный расходы

Для точной работы водомера необходима установка его на прямолинейном участке трубопровода длиной не менее 6—8 диаметров трубы до водомера и 3—5 диаметров после водомера. Водомеры со струевыпрямителями можно устанавливать в непосредственной близости от фасонных частей.

Серийно выпускаемый скоростной турбинный водомер типа ВВ (рис. 8.16) состоит из цилиндрического чугунного корпуса, вертушки с винтовыми крыльями из пластмассы, вращающейся на горизонтальной оси, передачи и счетного механизма из латуни. Поток воды поступает на вертушку одной струей; счетный механизм изолирован от жидкости.

Водомеры типа ВВ изготовляются пяти различных модификаций с диаметром условного прохода $d_y = 50 \div 200$ мм и характерным расходом 70—1700 м^3/ч.

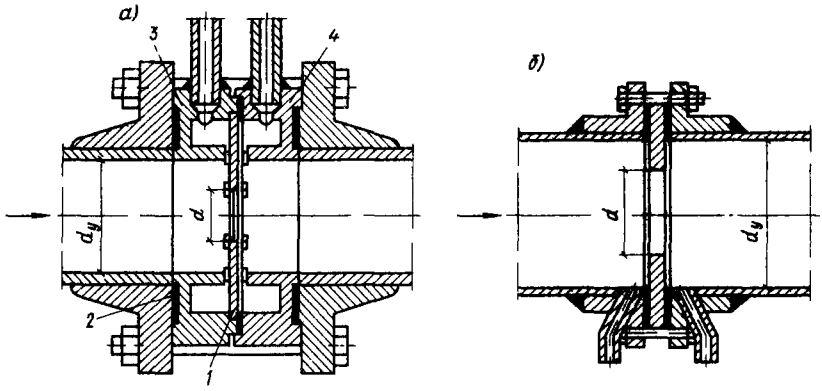


Рис. 8.17. **Диафрагмы нормальные, смонтированные в трубопроводах**

а—камерные, *б*—дисковые, *1*—диафрагма, *2*—прокладка; *3*—камера «+»; *4*—камера «—»

Измерение расхода жидкости методом переменного перепада давления требует установки в трубопроводе сужающего устройства (диафрагмы, сопла Вентури). Увеличение скорости течения в этом устройстве обеспечивает перепад давления, величина которого является мерой скорости и, следовательно, мерой расхода.

Сужающие устройства можно устанавливать в горизонтальных, наклонных и вертикальных трубопроводах, при этом протекающая вода должна полностью заполнять сечение трубопровода и сужающего устройства.

Методика расчета сужающих устройств приводится в «Правилах по применению и поверке расходомеров с нормальными диафрагмами, соплами и трубами Вентури» Соблюдение Правил обязательно для всех организаций, проектирующих, изготовляющих, эксплуатирующих и поверяющих расходомеры.

Потери напора $h_ш$ в сужающих устройствах можно ориентировочно определить по формулам:

для диафрагм

$$h_ш = h[1-(d/d_y)^2],$$

для сопла

$$h_ш = h\{1-1{,}4(d/d_y)^2\},$$

для сопла Вентури

$$h_ш = 0{,}22h[1-(d/d_y)^2],$$

где $h_ш$ — перепад напора в сужающем устройстве, соответствующий расчетному расходу, м; d — диаметр суженя, d_y — внутренний диаметр трубопровода.

Установка сужающих устройств непосредственно у фасонных частей и запорной арматуры не допускается, так как последние приводят к перераспределению скоростей по сечению потока и, следовательно, к изменению коэффициента расхода

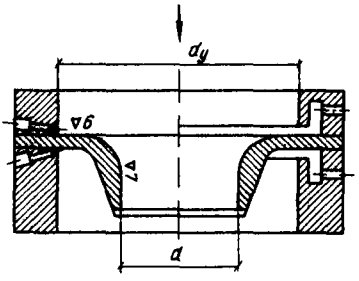


Рис. 8.18. **Сопла нормальные**

и снижению точности определения расхода воды.

Необходимые наименьшие длины прямых участков трубопроводов перед сужающими устройствами зависят от вида местных сопротивлений и от отношения d^2/d^2_y. Длина прямого участка трубопровода за сужающим устройством во всех случаях не должна быть менее $5d_y$. Точность измерения расхода воды сужающими устройствами около $\pm(1{,}5 \div 2)\,\%$.

Отечественной промышленностью серийно выпускается большое число расходомерных сужающих устройств различных типов.

Диафрагмы нормальные (рис. 8.17) получили большое распространение в водопроводно-канализационных сооружениях благодаря простоте конструкции и удобству монтажа. По способу отбора давления диафрагмы разделяются на камерные типа ДКН и дисковые типа ДДН. Отбор давления для измерения пе-

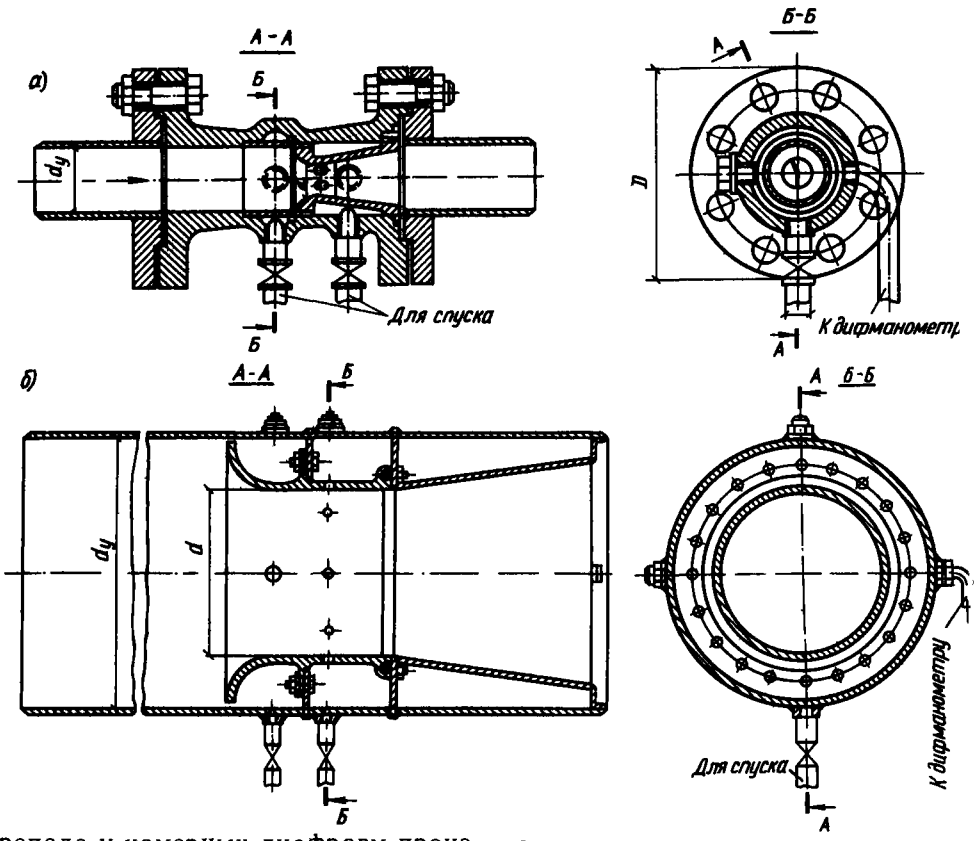


Рис. 8.19. Сопла Вентури для установки в трубопроводах
а—диаметром до 500 мм; *б*—диаметром свыше 500 мм

репада у камерных диафрагм производится через кольцевые камеры, а у дисковых — через отверстия во фланцах. Недостатком диафрагмы являются значительные потери напора при больших расходах жидкости.

Сопла нормальные (рис. 8.18) применяют в трубопроводах диаметром свыше 50 мм. Точность измерения расхода соплами больше точности измерения расхода диафрагмами, а потери напора меньше, однако они трудны в изготовлении.

Сопла Вентури (рис. 8.19) используют для измерения расхода жидкости в трубопроводах с внутренним диаметром не более 1400 мм. Они имеют большие размеры и трудны в изготовлении. Их широко применяют на водопроводных станциях с большими расходами воды ввиду наименьших потерь напора по сравнению с прочими сужающими устройствами.

Достоинствами расходомеров с сужающими устройствами по сравнению с турбинными скоростными водомерами являются: отсутствие движущихся частей, что дает возможность применять их для измерения расхода сильно загрязненных жидкостей; большая пропускная способность; надежность работы; возможность регистрации мгновенных расходов.

К приборам, предназначенным для контроля давлений, относятся: манометры — для измерения положительного избыточного давления, вакуумметры — для измерения отрицательного избыточного давления (разрежения) и мановакуумметры — для измерения как положительного избыточного давления, так и разрежения.

Манометры, вакуумметры и мановакуумметры с трубчатой пружиной наиболее распространены в сооружениях водопроводно-канализацион-

ных насосных станций. Их действие основано на использовании деформации упругой трубчатой пружины под действием измеряемого давления. Серийно выпускаемые манометры и мановакуумметры имеют очень широкий диапазон измерения давления.

Класс точности, под которым подразумевается процент погрешности прибора от верхнего предела показаний, серийно выпускаемых манометров, вакуумметров и мановакуумметров 0,6; 1; 1,6 и 2,5. Класс точности приборов, применяемых на водопроводно-канализационных сооружениях, 1,6.

Приборы безотказно работают при температуре окружающей среды от —50 до +60° С и относительной влажности не более 80%.

Дифференциальные манометры (дифманометры) предназначены для измерения перепада давления. В зависимости от измеряемых величин приборы подразделяются на расходомеры, перепадомеры и уровнемеры. На водопроводных и канализационных насосных станциях наибольшее распространение получили поплавковые, мембранные и сильфонные дифманометры промышленного изготовления.

Дифманометры нормально работают при температуре от 5 до 50° С и относительной влажности до 80%. Питание приборов производится от сети переменного тока напряжением 220 В и частотой 50 Гц. Класс точности дифманометров 1 и 1,5.

Правилами технической эксплуатации насосного оборудования предусматривается обязательная установка на каждом насосе следующей контрольно-измерительной аппаратуры:

вакуумметра или мановакуумметра на всасывающем патрубке;

манометра на напорном патрубке;

амперметра, вольтметра и ваттметра;

указателей уровня масла в подшипниках, имеющих жидкостную смазку;

манометров, показывающих давление масла перед подшипниками, и термометров, показывающих температуру масла, поступающего в подшипник и выходящего из него;

водомеров (указывающих и записывающих) на каждой напорной линии насосной станции.

Для водопроводных насосов с диаметром напорного патрубка более 200 мм должен быть предусмотрен кроме общего учета водомером поагрегатный учет подаваемой воды.

В машинном здании насосной станции устанавливают также указатели уровня воды в резервуарах, из которых откачивается и в которые подается вода, телеуровнемеры или сигнализацию и телефонную связь с указанными сооружениями.

§ 51. Трубы и фасонные части внутристанционных коммуникаций

Трубы. В пределах здания насосной станции коммуникации всасывающих и напорных трубопроводов в основном выполняются из стальных труб. По сравнению с чугунными трубами они обладают значительно большей прочностью, меньшим весом, лучшей свариваемостью, эластичностью и более простым соединением.

Недостатком стальных труб является то, что они в значительно большей степени, чем чугунные, подвергаются коррозии, а поэтому требуют защиты наружной, а часто и внутренней поверхности. Срок службы стальных труб меньше, чем чугунных.

Сортамент стальных труб, выпускаемых промышленностью, охватывает диапазон наружных диаметров от 50 до 1420 мм. Толщина стенок труб изменяется в широких пределах, что дает возможность выбрать трубы применительно к различным условиям работы.

Отдельные звенья внутристанционных коммуникаций соединяются, как правило, на сварке с применением фланцев для присоединения к арматуре и насосам. Для уплотнения фланцев используют мяг-

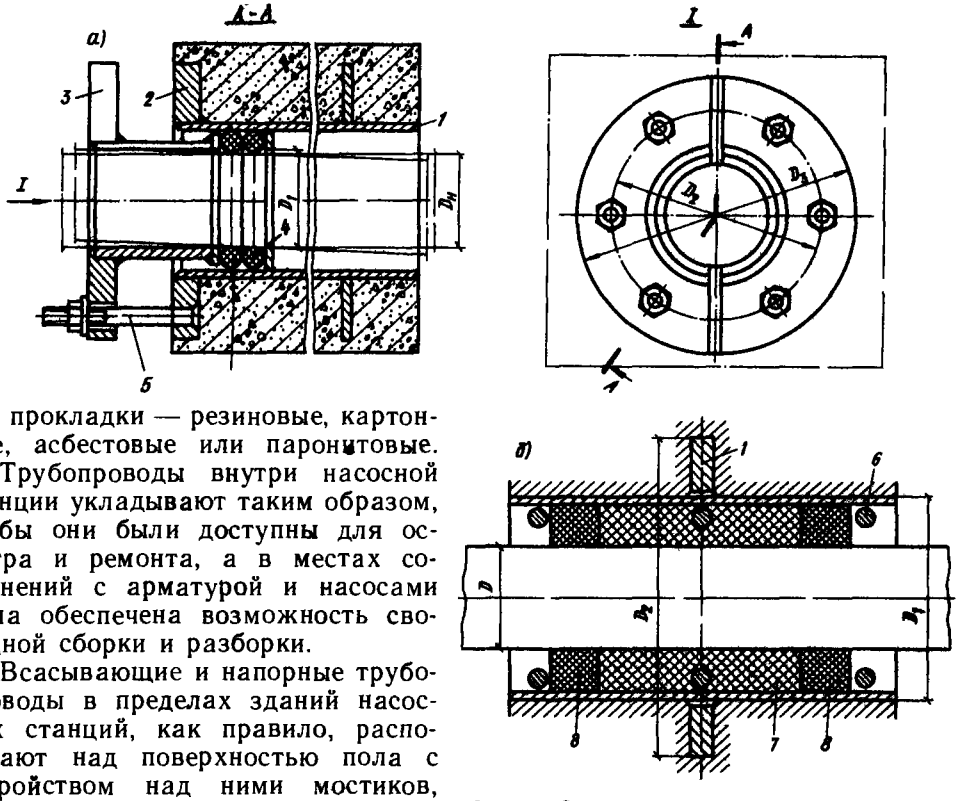


Рис. 8.20. Сальники

а—с нажимным устройством; *б*—набивной, *1*—корпус с кольцевым ребром, *2*—фланец; *3*—нажимной патрубок; *4*—уплотнитель, *5*—натяжные шпильки, *6*—упорные кольца; *7*—сальниковая набивка; *8*—зачеканка

кие прокладки — резиновые, картонные, асбестовые или паронитовые.

Трубопроводы внутри насосной станции укладывают таким образом, чтобы они были доступны для осмотра и ремонта, а в местах соединений с арматурой и насосами была обеспечена возможность свободной сборки и разборки.

Всасывающие и напорные трубопроводы в пределах зданий насосных станций, как правило, располагают над поверхностью пола с устройством над ними мостиков, которые могут быть также использованы для установки вспомогательного электротехнического оборудования и подвески кабелей. Допускается укладывать трубы и ниже уровня пола в каналах, перекрываемых съемными плитами. Размеры каналов должны обеспечивать возможность монтажа и демонтажа отдельных участков трубопроводов; в местах установки фланцевой арматуры для этой цели предусмотрены необходимые уширения.

В незаглубленных насосных станциях при большом числе агрегатов трубы диаметром более 500 мм укладывают в специально устраиваемых подвальных помещениях высотой не менее 1,8 м.

Расположение труб вверху, над агрегатами, допускается как исключение. Трубы в этом случае должны быть уложены на стойках вдоль стен на высоте не менее 2 м от пола до низа трубы.

При любом варианте все участки трубопроводов должны иметь опоры, исключающие передачу каких-либо усилий на арматуру и насосы.

Для предохранения стальных и чугунных трубопроводов, проходящих через бетонные, железобетонные и каменные стены всех типов водопроводно-канализационных сооружений, от повреждений при осадке зданий, а также для предотвращения возможного просачивания воды вдоль трубопровода применяют сальники двух типов: с нажимным устройством и набивные (рис. 8.20).

Сальники с нажимными устройствами более сложны в изготовлении, но обладают большей эластичностью, надежностью и меньшей водопроницаемостью. Сальники этого типа применяют в наиболее тяжелых условиях — при укладке труб выше границы сезонного промерзания грунта, в районах горных вы-

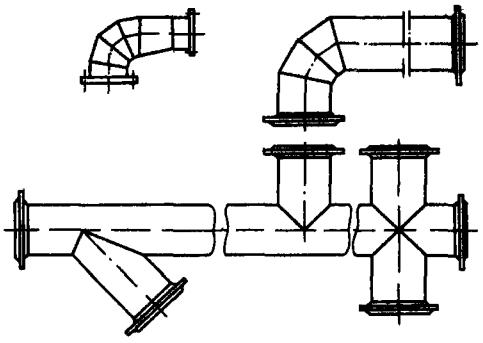


Рис. 8.21. Стальные сварные фасонные части

работок и распространения макропористых просадочных грунтов, в местах возможной интенсивной вибрации грунта и при перепаде напора на сальнике до 20 м.

Фасонные части. Для устройства на трубопроводах поворотов, ответвлений, переходов от одного диаметра к другому, а также для установки на трубопроводах арматуры применяют фасонные части.

Стальные гнутые и штампосварные фасонные части для стальных труб диаметром до 500 мм, соединяемые на сварке, серийно выпускаются промышленными предприятиями. Фасонные части сварные из стальных труб, соединяемые на сварке или на фланцах (рис. 8.21), промышленностью не выпускаются, а, как правило, изготовляются монтажниками на месте строительства.

Для облегчения монтажа и демонтажа отдельных участков труб, арматуры и оборудования на внутристанционных коммуникациях устанавливают специальные звенья с подвижными фланцами и монтажные вставки, длина которых определяется по месту.

ГЛАВА 9. ВЫБОР ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 52. Требования к выбору расчетных режимов работы насосных станций

Выбор насосных агрегатов осуществляется на основании требуемых подачи Q и напора H, устанавливаемых гидравлическим расчетом системы перекачивания жидкости, для которого требуются следующие исходные данные:

расход воды (приток) в сутки максимального водопотребления (притока);

расход (приток) воды в часы максимального, среднего и минимального водопотребления (притока) в сутки максимального водопотребления;

расход воды на нужды пожаротушения и принятая система пожаротушения (низкого или высокого давления);

отметки расчетных уровней воды в источнике (река, резервуар и т. д.);

отметки уровня воды в напорной емкости или у потребителя, в приемной камере или в точке приема жидкости;

гидравлическая характеристика $Q — H_{тр}$.

Все эти данные определяются проектом системы водоснабжения или канализации.

На основании графика водопотребления (притока) устанавливается режим работы и подача насосной станции. Насосная станция должна подавать (или откачивать) за сутки полный расчетный суточный расход при обеспечении требуемой высоты подъема жидкости. Расчетная подача насосной станции определяется по суткам максимального водопотребления (водопритока), в час максимального водопотребления (или притока), а час максимального водопотребления — на основании сводной ведомости расхода воды потребителями в системе водоснабжения[1] или принятого коэффициента неравномерности. Подача канализационных насосных станций характеризуется максимальным расчетным секундным расходом в подводящем коллекторе на участке, примыкающем к насосной станции (см. § 72). При выборе режима работы насос-

[1] **Н. Н. Абрамов, М. М. Поспелова, М. А. Сомов и др.** Расчет водопроводных сетей.— 4-е изд.—М.: Стройиздат, 1983.

ных станций следует учитывать их назначение, место расположения в общей схеме системы водоснабжения или системы канализации, наличие и объем регулирующих емкостей и развитие насосных станций.

В настоящее время во всех отраслях промышленности насосные установки потребляют большое количество электроэнергии. Так как стоимость производства энергии за последнее время значительно увеличилась, остро встал вопрос о поиске способов снижения энергетических затрат на насосных агрегатах.

Одной из причин малой экономичности насоса может быть низкий коэффициент его полезного действия. Это обусловлено в большинстве случаев чрезмернымн допусками в расчетах при определении подачи и напора. Для экономичной работы системы необходимо, чтобы область максимального КПД насоса приходилась на тот расход, при котором насос работает бо́льшую часть времени.

Поскольку расчет насосных станций ведут на перспективу (насосные станции I подъема и станции водоотведения — на 25 лет, станции II подъема — на 8 лет) и насосные агрегаты подбирают с учетом их работы при полном развитии системы, в период развития эти насосные агрегаты, как правило, работают неэкономично. Поэтому для повышения экономичности работы станций необходимо проводить поверочный расчет на первую очередь развития системы.

§ 53. Расчет режима работы насосных станций

Насосные станции I подъема. Подача воды насосами I подъема может осуществляться по трем основным схемам:

1) насосная станция подает воду на очнстные сооружения для хозяйственно-питьевых или производственных нужд;

2) насосная станция подает воду в резервуары чистой воды без очистки; подача хозяйственно-питьевой воды в этом случае возможна лишь при условии, что качество воды соответствует требованиям ГОСТ 2874—82 «Вода питьевая»;

3) насосная станция подает воду без очистки непосредственно потребителям.

Подача насосной станции I подъема при поступлении воды на очистные сооружения. Как правило, станцию рассчитывают на подачу среднего часового расхода воды в дни максимального водопотребления с учетом расхода воды на собственные нужды насосной станции I подъема и станции очистки воды. Среднюю часовую подачу насосной станции, м^3/ч, определяют по формуле

$$Q_ч = \alpha Q_{макс\ сут}/T, \qquad (9.1)$$

где $Q_{макс\ сут}$ — максимальный суточный расход, м^3/сут, α — коэффициент, учитывающий расход воды иа собственные нужды станции, принимается равным 1,04—1,1 в зависимости от качества воды в источнике водосиабжения, конструкцин фильтров, принятой иитенсивности промывки и схемы повторного использования промывной воды, T — продолжительность работы насосной станцни, прииимаемая обычно $T=24$ ч; меньшее число часов работы станции принимают только при малом суточном расходе воды и при соответствующей конструкции очистных сооружений, допускающих перерыв в работе

Подача насосной станции I подъема при поступлении воды без очистки в резервуары. Подача воды на хозяйственно-питьевые нужды без очистки возможна лишь при использовании артезианских вод или подрусловых вод с устройством скважин. В этом случае чаще всего вода насосами I подъема подается в резервуары чистой воды, откуда горизонтальными насосами II подъема — потребителям.

Такая схема подачи воды потребителям позволяет установаить равномерную круглосуточную работу насосов I подъема, произвести расчет на среднечасовую подачу и уменьшить число скважин или их диаметр. Кроме того, равномерный и непрерывный отбор воды улучшает режим работы скважин. Часто круглосуточный режим водоотбора диктуется ограниченным деби-

том скважины. Часовая подача насосной станции I подъема должна быть:

$$Q_ч = \alpha_1 Q_{макс\ сут}/24, \qquad (9\,2)$$

где α_1 — коэффициент, учитывающий расход воды на собственные нужды водопровода, принимается равным 1,01—1,02

Для производственных систем водоснабжения воду можно подавать без очистки и из поверхностных источников, если ее качество удовлетворяет требованиям технологического процесса. Например, для систем охлаждения можно подавать воду с мутностью до 50 мг/л, цветность воды не ограничивается. Этим требованиям обычно удовлетворяет вода из равнинных рек и водохранилищ.

Для системы производственного водоснабжения подача насосной станции I подъема устанавливается в зависимости от того, куда подается вода: непосредственно на производство (система прямоточного водоснабжения) или в оборотную систему водоснабжения, имеющую циркуляционные насосные станции в системе водоохлаждающих устройств. При прямоточной системе водоснабжения должна быть обеспечена подача насосной станции, отвечающая режиму водопотребления производства. Если режим водопотребления равномерный, то подача станции определяется по формуле (9.1), если неравномерный — из условия обеспечения наибольшего часового расхода в дни максимального водопотребления, т. е. по методике расчета насосных станций II подъема городского водопровода. При оборотной системе производственного водоснабжения насосная станция I подъема подает средний часовой расход воды на восполнение безвозвратных потерь. Вода подается в резервуар охладительных устройств, откуда циркуляционными насосами — в систему производственного водоснабжения по графику режима водопотребления.

Подача насосной станции I подъема при поступлении воды без очистки непосредственно потребителям. В этом случае все артезианские скважины условно делят на основные и неосновные. К основным относятся наиболее мощные скважины, имеющие большой удельный дебит и обеспечивающие среднечасовой расход аоды потребителями. Работают они круглосуточно, и их дебит определяют по формуле (9.2). К неосновным относятся скважины, которые работают в часы максимального водоразбора, а также во время ремонта основных скважин. Дебит их рассчитывается на подачу воды, равную разности подачи в час максимального водопотребления и подачи среднечасового водопотребления.

Подача воды насосной станции I подъема непосредственно потребителю приводит к увеличению числа скважин по сравнению с системой подачи воды в резервуар Однако в этом случае отпадает необходимость в строительстве резервуаров и насосной станции II подъема Выбор той или иной схемы подачи воды потребителям решается на основании технико-экономического сравнения вариантов с учетом конкретных гидрогеологических характеристик источника

Расчет скважинного водозаборного сооружения и сооружений системы подачи воды к потребителям представляет собой сложную инженерную задачу, связанную с выполнением трудоемких расчетов, которые весьма значительно усложняются с решением оптимизационной задачи. В связи с этим во ВНИИ ВОДГЕО в 1978—1980 гг. были проведены исследования математического обеспечения ЭВМ для проведения таких расчетов. Полученные результаты позволили разработать рекомендации по применению ЭВМ для выполнения комплексных расчетов водозаборов подземных вод.

При определении подачи насосной станции I подъема системы объединенного хозяйственно-питьевого и противопожарного водопровода необходимо обеспечить возможность форсированной подачи воды в часы пополнения противопожарного запаса, который находится в резервуарах, расположенных у насосной станции II подъема. В тече-

ние временн восстановления противопожарного запаса воды насосная станция I подъема должна обеспечивать также и расчетную подачу воды на хозяйственно-питьевые и производственные нужды.

Восстановление противопожарного запаса может производиться:

рабочими насосами, предназначенными для подачи воды на хозяйственно-питьевые и производственные нужды, если эти насосы работают не круглые сутки; пополнение производится во время перерывов в их работе;

рабочими насосами за счет возможного сокращения водопотребления;

резервным насосным оборудованием;

противопожарными насосами, установленными на насосной станции I подъема.

При восстановлении израсходованного противопожарного запаса воды подачу насосов, м^3/ч, определяют по формулам:

для рабочих насосов

$$Q_ч = Q_I + (3Q_п + \Sigma Q_{макс} - 3Q_I)/T,$$

для противопожарных насосов

$$Q_ч = (3Q_п + \Sigma Q_{макс} - 3Q)/T,$$

где $3Q_п$ — полный пожариый расход за 3 ч (расчетиая продолжительность тушеиия пожара в населением пункте или на предприятин принимается равной 3 ч); $\Sigma Q_{макс}$ — суммарный расход в течение 3 ч наибольшего водопотребления (по графику водопотребления), Q_I — средняя часовая подача нормально работающих насосов станцин I подъема, может прнниматься в расчет в том случае, если гарантирована бесперебойная подача воды насосиой станцией I подъема; T — продолжнтельность пополнения пожарного запаса, устанавливаемая в соответствнн с требованиями СНиП 2.04 02-84

Максимальный срок восстановления противопожарного запаса воды должен быть не более:

24 ч — в иаселенных пунктах и иа предприятиях пожарной опасностн категорий А, Б, В;

36 ч — на предприятиях пожарной опасности категорий Г и Д,

74 ч — в сельских населенных пунктах и сельскохозяйственных пронзводственных комплексах

Для промышленных предприятий с пожарными расходами воды на наружное пожаротушенне 20 л/с и менее допускается увелнчивать период восстановления противопожарного запаса воды: для производств категорнн В — до 36 ч, для производств категорнй Г и Д — до 48 ч.

При недостаточностн дебита источника для пополиения противопожарного запаса воды можно увеличить период восстановления запаса и соответственно запас воды в резервуаре. Дополнительный объем противопожарного запаса воды при удлинении времени его восстановления надлежит определять по формуле

$$\Delta Q = Q_I(k-1)/k,$$

где Q_I — необходимый объем противопожарного запаса воды, k — отношение принятого временн восстановления противопожарного запаса воды к требующемуся.

Насосные станции I подъема, получающие воду из артезианских скважин, обычно рассчитывают на круглосуточную работу при максимальном суточном расходе. Для подачи дополнительного количества воды во время пополнения израсходованного неприкосновенного пожарного запаса должны быть предусмотрены резервные скважиины с полным комплектом оборудования. Лишь при крайне незначительном относительном количестве воды, требуемой для пополнения пожарного запаса, подачу воды из скважины рассчитывают на форсированный режим в период пополнения этого запаса. В любом случае необходимо технико-экономическое обоснование принятого варианта восстановления неприкосновенного противопожарного запаса воды в резервуарах.

Насосные станции II подъема. В зависимости от планировки снабжаемого водой объекта и взаимиого расположения насосной станции и напорных аккумуляторов различают следующие системы: безбашенную; с башней в начале сети; с контрезервуаром.

Объем и режим водопотребления меняются непрерывно в зависимости от случайных событий и характеризуются значительной неравномерностью.

Насосы II подъема подают воду

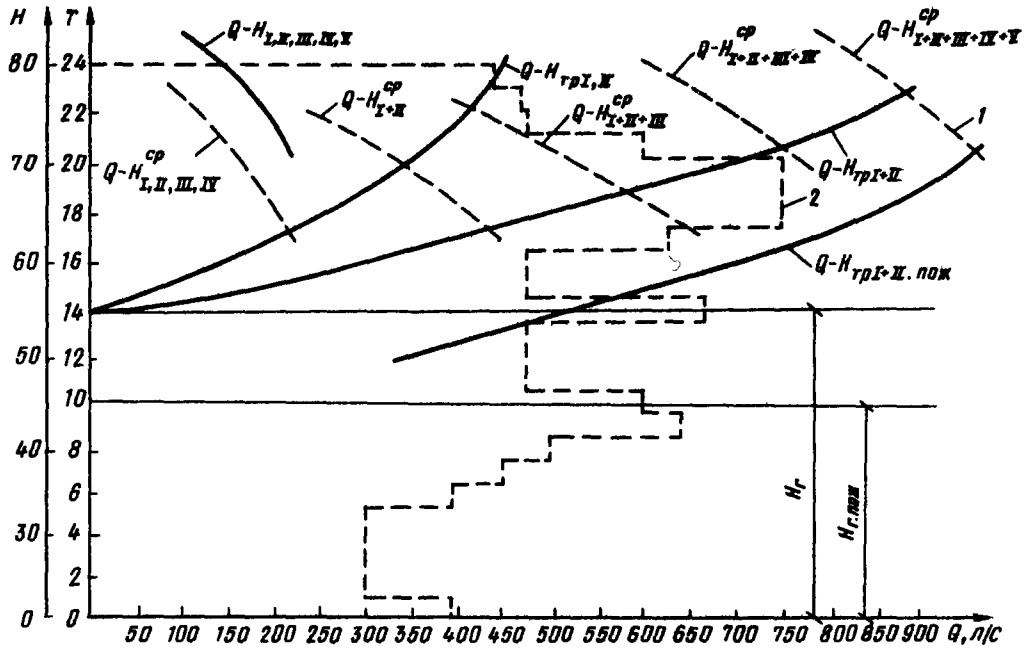


Рис. 9.1. Совмещенный график работы «насосная станция — безбашенная система»

1—график параллельной работы насосов II подъема, *2*—график водопотребления

непосредственно в сеть потребителя и поэтому режим работы насосной станции II подъема определяют в зависимости от режима водопотребления объекта. Для насосной станции II подъема должны быть проведены расчеты режима работы на следующие случаи:

работа в часы наибольшего и наименьшего водопотребления в сутки максимального расхода воды;

работа системы при тушении пожара в часы наибольшего водопотребления;

работа насосной станции при возникновении аварий.

Для системы с контррезервуаром кроме указанных расчетов необходимо проводить расчет на случай наибольшего транзита воды в контррезервуар.

В безбашенной системе вода подается насосной станцией непосредственно в сеть, поэтому насосы подбираются из расчета на час наибольшего водопотребления в сутки максимального водопотребления. Для этого строится совмещенный график (рис. 9.1) работы насосной станции и сети и анализируется обеспеченность подачи в различные часы суток. Как правило, в безбашенной системе требуется установка большего числа насосов, но отпадает необходимость в строительстве напорного аккумулятора.

В системе водоснабжения с напорным аккумулятором максимальную подачу насосной станции принимают меньше максимального часового расхода и приближают график режима работы насосной станции II подъема к графику водопотребления, но это не значит, что графики должны в точности совпадать. Водопотребление в системах водоснабжения весьма неравномерно, поэтому, если мы примем режим подачи воды насосами в точности соответствующим режиму водопотребления, потребуется очень часто включать и выключать насосные агрегаты, что чрезвычайно усложнит эксплуатацию насосных станций.

При подаче воды насосами II подъема, большей водопотребления, избыток воды поступает в аккумулирующую емкость. В часы, когда водопотребление превышает подачу, недостающее количество воды пос-

тупает в сеть из аккумулирующей емкости. Следовательно, чем больше разность между подачей и потреблением воды, тем больше должна быть аккумулирующая емкость.

При определении подачи насосной станции II подъема необходимо найти оптимальный вариант режима ее работы — минимальную вместимость аккумулирующей емкости и наименьшую частоту включения насосных агрегатов. Работу насосной станции принимают двух- или трехступенчатой (ступенчатой называется работа различного числа насосов в разные часы суток).

Равномерный режим работы насосов рекомендуется для систем водоснабжения с подачей не более 15 тыс. $м^3$/сут, так как при большей подаче потребуются бо́льшие аккумулирующие емкости. При ступенчатой работе насосной станции объем аккумулирующей емкости принимают 2,5 — 6%, при равномерной 8 — 15% суточной подачи станции. Следовательно, режим работы насосной станции II подъема в значительной степени зависит от вместнмости принятой аккумулирующей емкости. При выборе объема напорных аккумуляторов рекомендуется принимать типовые проекты водонапорных башен.

Определение подачи и выбор режима работы насосной станции удобно производить по табл. 9.1 или по совмещенному графику водопотребления и подачи насосной станции II подъема (рис. 9.2).

В табл. 9.1 приведены примеры равномерной и ступенчатой работы насосной станции при наличии в системе водонапорной башни и при коэффициенте часовой неравномерности водопотребления, равном 1,35. Регулирующая вместимость раана максимальному остатку в баке. При получении отрицательных и положительных величин регулирующая вместимость равна сумме абсолютных величин максимальной отрицательной и максимальной положительной. При равномерной круглосуточной работе насосов подача будет: $100:24=4{,}167\approx4{,}17\%$ Регулирующая вместимость бака по табл. 9.1 в I варианте составила $W=6{,}98\%$ максимального суточного расхода, при ступенчатой работе насосов (вариант II) $W=2{,}5\%$ максимального суточного расхода. По III варианту работы насосной станции регулирующая вместимость $W=2{,}25\%$ максимального суточного расхода. Анализ ступенчатых режимов работы насосной станции по II и III вариантам показывает, что при II варианте поступление воды в бак водонапорной башни происходит в основном в дневные часы, т. е. когда в городе расходуется наибольшее количество воды и водопроводная сеть в напряженный момент работы должна пропускать транзитный расход воды в башню. В III варианте ступенчатой работы насосной станции регулирующая вместимость уменьшается. Сокращается часовое поступление воды в бак и из бака, т. е. соединительные водоводы «башня — сеть» будут рассчитываться на меньший расход и, следовательно, можно принять трубы меньшего диаметра.

Общее количество воды, поступающей в бак водонапорной башни за сутки при режиме работы насосной станции по II варианту, равно 4,2% максимального суточного; при режиме работы по III варианту поступление воды в башню уменьшается до 3,55%, что позволяет сократить эксплуатационные расходы, так как напоры при подаче воды в сеть меньше, чем при подаче воды в бак водонапорной башни. Установлено, что при подаче воды в напорный аккумулятор напоры в сети возрастают, а между напором и потерями воды существует прямая связь. При снижении напора на вводе в здание на 10 м суточный расход воды уменьшается на 5 — 10%.

Окончательный выбор режима работы насосной станции устанавливается на основании технико-экономического расчета конкурирующих вариантов с учетом местных условий. Например, на маленьких поселковых водопроводах бак водонапорной башни заполняется в дневную смену,

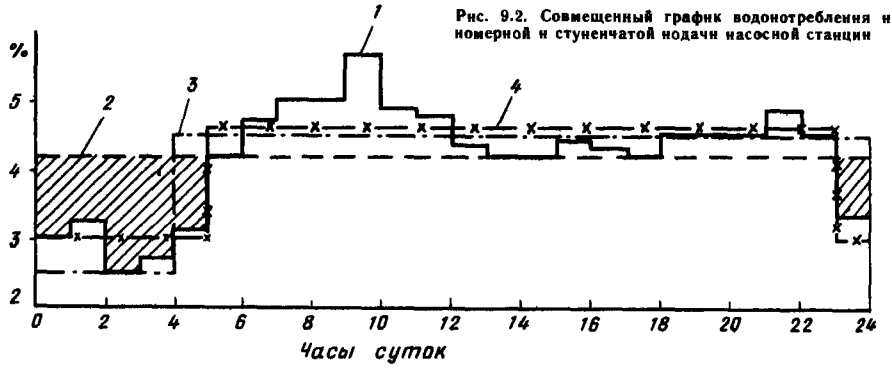


Рис. 9.2. Совмещенный график водопотребления и равномерной и ступенчатой подачи насосной станции

а затем в вечерние и ночные часы расходуется созданный запас воды. Это приводит к увеличению вместимости бака, но позволяет сократить дежурный персонал и принять работу насосной станции в одну смену. При применении автоматизированного управления при том же дежурном персонале можно перейти на круглосуточную работу насосной станции и уменьшить вместимость бака башни, но увеличатся капитальные затраты на автоматизированное управление насосными агрегатами.

На рис. 9.2 показан совмещенный график ступенчатого водопотребления и работы насосов (рааномерной и ступенчатой) для I (линия *2*), II (линия *3*) и III (линия *4*) вариантов по табл. 9.1. Регулирующая вместимость определяется наибольшей из отдельных площадей, образуемых линией работы насосов и линией водопотребления *1* [например, при равно-

Таблица 9.1

Время суток	Часовое водопотребление,	Равномерная круглосуточная работа насосов, %, I вариант				Ступенчатая работа насосов %							
						II вариант				III вариант			
		подача насосами	поступление в бак (гр 3—гр 2)	расход из бака (гр 2—гр 3)	остаток в баке	подача насосами	поступление в бак (гр 7—гр 2)	расход из бака (гр 2—гр 7)	остаток в баке	подача насосами	поступление в бак (гр 11—гр 2)	расход из бака (гр 2—гр 11)	остаток в баке
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0—1	3	4,17	1,17	—	2,03	2,5	—	0,5	1,9	3	—	—	—
1—2	3,2	4,17	0,97	—	[illegible]	2,5	—	0,7	1,2	3	—	0,2	—0,2
2—3	2,5	4,17	1,67	—	4,67	2,5	—	—	1,2	3	0,5	—	+0,3
3—4	2,6	4,17	1,57	—	6,24	2,5	—	0,1	1,1	3	0,4	—	+0,7
4—5	3,5	4,17	0,67	—	6,91	4,5	1	—	2,1	3	—	0,5	+0,2
5—6	4,1	4,17	0,07	—	6,98	4,5	0,4	—	2,5	4,6	0,5	—	+0,7
6—7	4,5	4,17	—	0,33	6,65	4,5	—	—	2,5	4,6	0,1	—	+0,8
7—8	4,9	4,17	—	0,73	5,92	4,5	—	0,4	2,1	4,55	—	0,35	+0,45
8—9	4,9	4,17	—	0,73	5,19	4,5	—	0,4	1,7	4,55	—	0,35	+0,1
9—10	5,6	4,17	—	1,43	3,76	4,5	—	1,1	0,6	4,55	—	1,05	—0,95
10—11	4,9	4,17	—	0,73	3,03	4,5	—	0,4	0,2	4,55	—	0,35	—1,3
11—12	4,7	4,17	—	0,53	2,5	4,5	—	0,2	—	4,55	—	0,15	—1,45
12—13	4,4	4,17	—	0,23	2,27	4,5	0,1	—	0,1	4,55	0,15	—	—1,3
13—14	4,1	4,17	0,07	—	2,32	4,5	0,4	—	0,5	4,55	0,45	—	—0,85
14—15	4,1	4,17	0,07	—	2,41	4,5	0,4	—	0,9	4,55	0,45	—	—0,4
15—16	4,4	4,17	—	0,23	2,18	4,5	0,1	—	1	4,55	0,15	—	—0,25
16—17	4,3	4,16	—	0,14	2,04	4,5	0,2	—	1,2	4,55	0,25	—	—
17—18	4,1	4,16	0,06	—	2,1	4,5	0,4	—	1,6	4,55	0,45	—	+0,45
18—19	4,5	4,16	—	0,34	1,76	4,5	—	—	1,6	4,55	0,05	—	+0,5
19—20	4,5	4,16	—	0,34	1,42	4,5	—	—	1,6	4,55	0,05	—	+0,55
20—21	4,5	4,16	—	0,34	1,08	4,5	—	—	1,6	4,55	0,05	—	+0,6
21—22	4,8	4,16	—	0,64	0,44	4,5	—	0,3	1,3	4,55	—	0,25	+0,35
22—23	4,6	4,16	—	0,44	—	4,5	—	0,1	1,2	4,55	—	0,05	+0,3
23—24	3,3	4,16	0,86	—	0,86	4,5	1,2	—	2,4	3	—	0,3	—
Итого	100	100	7,18	7,18	—	100	4,2	4,2	—	100	3,55	3,55	—

мерной работе насосов — заштрихованная площадь (от 23 до 5 ч), равная приблизительно 7% (6,98% по табл.9.1)].

Для определения режима работы насосов и вместимости бака водонапорной башни удобнее пользоваться интегральиым графиком. Ординаты интегральных графиков дают суммарное количество воды, поданной с начала суток до каждого рассматриваемого часа. На рис. 9.3 приведен интегральный график водопотребления (линия *1*), совмещенный с интегральными графиками подачи воды насосной станции II подъема прн равномерном (линия *2*) и ступенчатом (линии *3* и *4*) режимах, соответствующих расчету по табл. 9.1. Тангенс угла наклона интегральной кривой к оси абсцисс характеризует интенсивность расходования и подачи воды за соответствующий промежуток времеии. Подача воды насосами представлена ломаными линиями (*3* и *4*), точки излома которых соответствуют моментам изменения подачи воды насосной станцией, т. е. моментам пуска или остановки отдельных насосных агрегатов.

Требуемую вместимость аккумулирующей емкости определяют по интегральному графику как сумму абсолютных величин максимальной положительной и максимальиой отрицательной разностей ординат кривых подачи и водопотребления. Например, при ступенчатой работе насосов вместимость бака составит: по варианту III $+0{,}8 + +(-1{,}45)=2{,}25\%$, а по варианту II $-2{,}5\%$. Если кривую подачи (линию *2*) сдвинуть вдоль оси абсцисс влево таким образом, чтобы она стала касательной к наиболее выпуклой части кривой водопотребления, то разности ординат линий *1* и *2* будут одного знака, а максимальная разность ординат даст расчетную величину регулирующей вместимости.

Анализ режимов работы насосных станций показывает, что при ступенчатой работе возможно значительное уменьшение вместимости бака водонапорной башни и некоторое снижение требуемой полной высоты подъема воды насосами за счет меньшей высоты бака. Как видно из приведенного примера, при ступенчатой работе насосов вместимость бака водонапорной башни может быть значительно (почти в 3 раза) меньше, чем при равномерной работе, но зато увеличивается площадь насосной станции вследствие установки большего числа насосов (хотя и меньшей подачи) и вместимость подземных резервуаров, поскольку станция I подъема обычно работает равномерно.

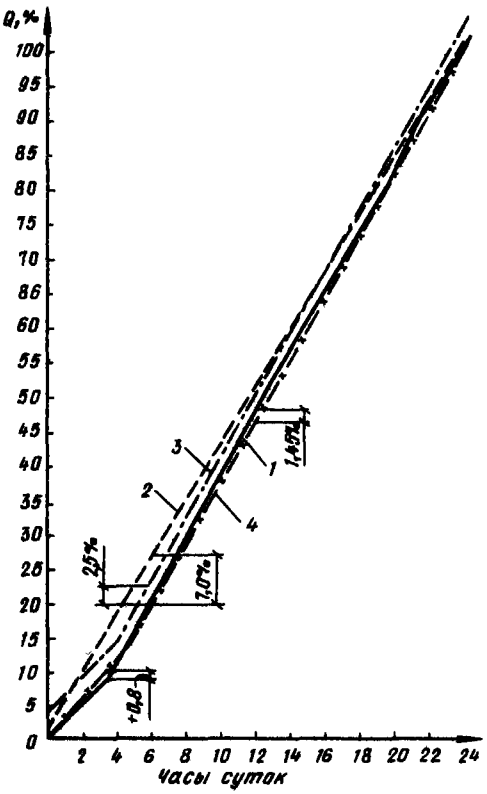


Рис. 9.3. Интегральный графнк водопотребления и равномерной и ступенчатой подачи воды насосной станцнн

В ряде случаев увеличивается и диаметр водоводов, так как при ступенчатой работе они должны быть рассчитаны на пропуск большего количества воды, чем при равномерной. Практика проектирования и эксплуатации систем водоснабжения показывает, что для малых водопроводов обычно выгодна равномерная работа насосов, для больших — сту-

печатая, а для средних водопроводов, чем больше длина водоводов, тем выгоднее равномерная работа.

§ 54. Особенности водохозяйственных расчетов промышленных насосных станций

На промышленных предприятиях водопотребление в течение суток может быть равномерным и неравномерным.

При равномерном водопотреблении насосы подбирают с расчетом на равномерную подачу воды (подача насоса равна 4,17% суточного расхода). Необходимость в устройстве водонапорной башни отпадает, поскольку требуемый напор обеспечивается насосами. В некоторых случаях, исходя из специфических требований отдельных производств, может быть предусмотрено устройство башни с некоторым аварийным запасом воды.

На рис. 9.4 показан график неравномерного водопотребления (линия *1*) промышленным предприятием по часам суток: в первую смену водопотребление равно 2,5% в 1 ч, во вторую смену — 6%, в третью смену — 4%. Если принять в данном случае ступенчатую работу насосов (линия *2*), то для работы в первую смену должен быть подобран насос с подачей 2,2% в 1 ч, во вторую смену будет работать этот же насос и насос с подачей 4,25% (суммарная подача воды этими насосами с учетом параллельной их работы будет равна 6,05%); в третью смену насос с подачей 2,2% должен быть отключен и будет работать только второй насос с подачей 4,25%.

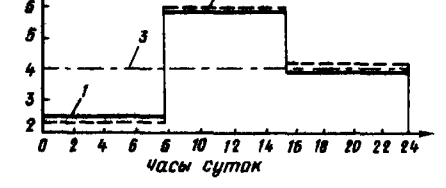


Рис. 9.4. График водопотребления и подачи насосной станции на промышленном объекте

Вместимость бака водонапорной башни будет: $(6,05-6)+(4,25-4)8=2,4\%$.

Если для данного графика водопотребления принять равномерную работу насосов (линия *3*), то при их подаче 4,17% в 1 ч потребуется создать запас воды. Вместимость бака водонапорной башни будет: $(6-4,17)8=14,67\%$ суточного расхода.

§ 55. Определение расчетного напора

Насосы I подъема. Требуемый напор насосов станции I подъема определяют в соответствии с принятой схемой ее подачи. При подаче воды на очистные сооружения (рис. 9.5) полную высоту подъема насосов, м, определяют по формуле

$$H = H_г + h_{w\,вс} + h_{w,н} + 1,$$

где $H_г = z_с - z_р$ — геометрическая высота подъема воды, т. е разность отметок уровней воды в источнике и в смесителе: $H_г = H_{гв} + H_{гн}$ (здесь $H_{гв}$ — геометрическая высота всасывания, т. е. разность отметок оси насоса и самого низкого уровня воды в водоприемном колодце, $H_{гн}$ — геометрическая высота нагнетания, т е разиость отметок оси насоса и уровня воды в сооружениях (куда она подается), определяемая из условия подачи воды в смеситель очистной станции, а при оборотном водосиабжении — в резервуар под градирней или в брызгальный бассейн; для предварительиых расчетов высоту расположения смесителя можно принять 4—6 м над поверхностью земли; при окончательных расчетах эту высоту устанавлнвают в соответствии с проектом очнстной станции), $h_{w\,вс}$ и $h_{w\,н}$ — потерн напора соответственно во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, I — запас напора.

При подаче воды в резервуары чистой воды из артезианских скважин полную высоту подъема воды насосами, м, находят по выражению

$$H = H_г + h_{скв} + h_в + 1,$$

где $H_г$ — геометрическая высота подъема воды, т е разность отметок динамического уровня в скважине н максимального уровня в сборном резервуаре; $h_{скв}$ — потери напора в скважине иа обтекание погружного насоса при входе воды в приемную сетку (при иасосах типов АТН, А необходнмо принимать потери напора в сетке и скоростные потери

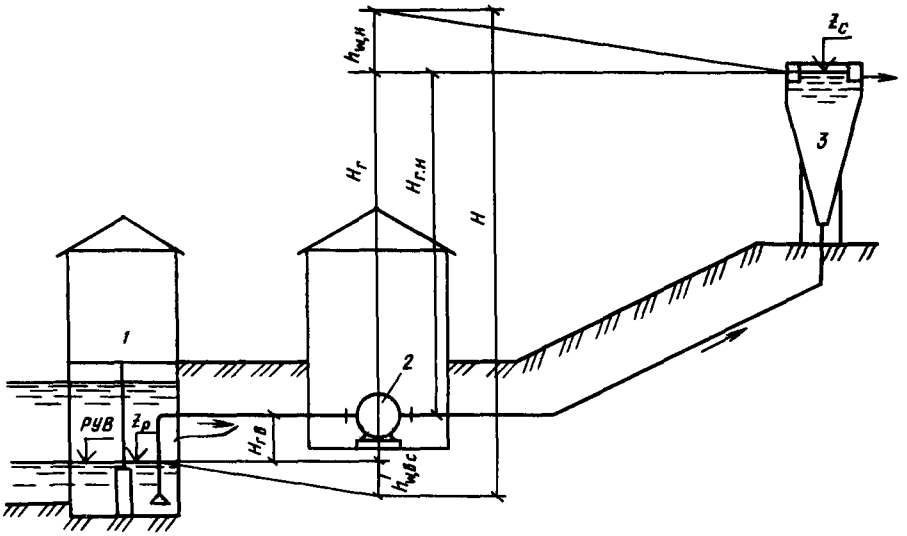


Рис 9 5. Высотная схема подачи воды на очистные сооружения

1—водоприемный береговой колодец, *2*—насос, *3*—смеситель; РУВ—расчетный уровень воды

на входе), $h_в$ — потери напора в сборном трубопроводе от скважины до резервуара

При подаче воды непосредственно в водопроводную сеть полную высоту подъема воды насосами, м, вычисляют по формуле

$$H = H_г + h_{w\,вс} + h_{w\,н} + H_{св},$$

где $H_г$ — разность отметки расчетного уровня воды в источнике и геодезической отметки диктующей точки; $h_{w\,н}$ — потери напора в водоводах и водопроводной сети, определяемые в соответствии с данными, полученными при расчете водопроводной сети, $H_{св}$ — требуемый свободный напор в водопроводной сети в точке, принятой за расчетную.

Насосы II подъема. Требуемый напор насосов в безбашенной системе водоснабжения определяется аналогично напору насосной станции I подъема, подающей воду непосредственно в сеть. При системе с башней напор насосов станции II подъема определяют после полного расчета сети и вычисления высоты водонапорной башни. Напор на станции должен быть достаточным для обеспечения требуемого свободного напора в сети населенного пункта или промышленного предприятия (с учетом потерь напора в сети и рельефа местности).

Рассмотрим два наиболее часто встречающихся случая: 1) вода подается насосной станцией в водонапорную башню, находящуюся в нача-

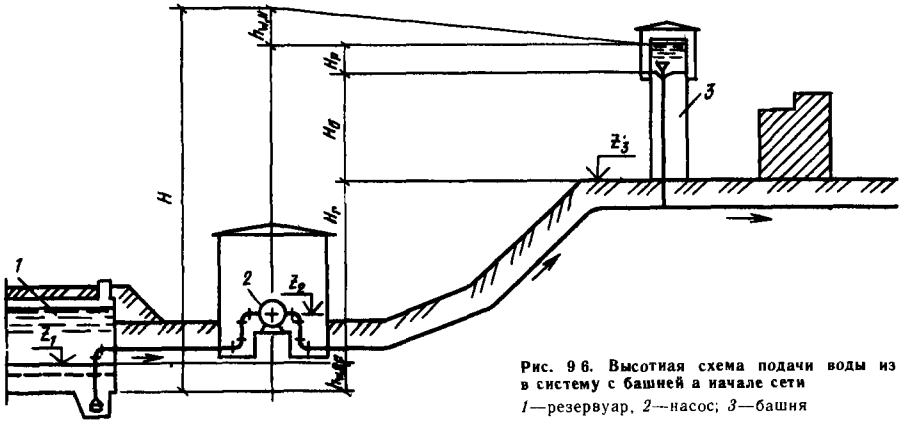


Рис. 9 6. Высотная схема подачи воды из резервуара в систему с башней а начале сети

1—резервуар, *2*—насос; *3*—башня

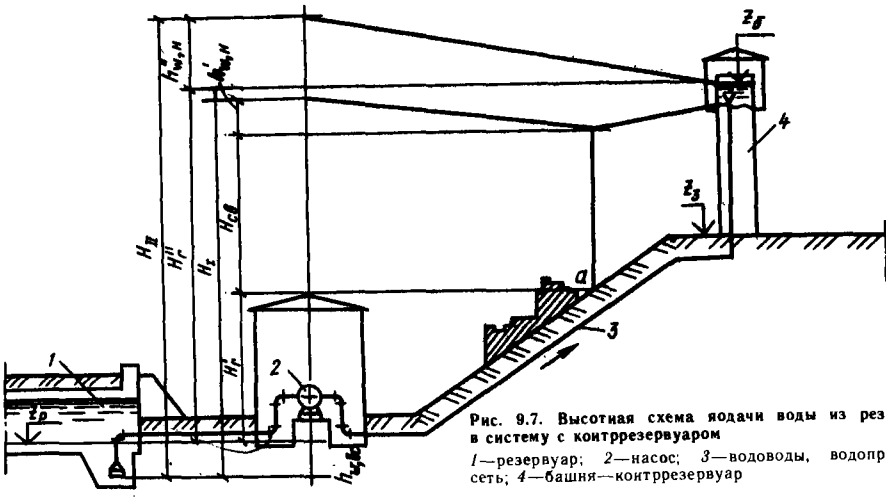


Рис. 9.7. Высотная схема подачи воды из резервуара в систему с контррезервуаром

1—резервуар; *2*—насос; *3*—водоводы, водопроводная сеть; *4*—башня—контррезервуар

ле сети; 2) вода подается в водопроводную сеть с водонапорной башней (контррезервуаром), находящейся в конце сети.

На рис. 9.6 нанесены пьезометрические линии для первого случая. Полная высота подъема насосов, м, определяется по формуле

$$H = h_{w\,вс} + H_г + H_б + H_р + h_{w\,н},$$

где $h_{w\,вс}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе, $H_г$ — разность отметок поверхности земли у водонапорной башни и расчетного уровня воды в резервуаре, $H_б$ — высота башни от поверхности земли до дна резервуара, $H_р$ — высота резервуара, $h_{w,н}$ — потери напора в напорных коммуникациях и в водоводе от насосной станции до водонапорной башни.

Пьезометрические линии для второго случая нанесены на рис. 9.7. При определении полной высоты подъема насоса надо учитывать режим работы насосной станции:

в часы максимального водопотребления, когда в диктующую точку часть воды подается насосной станцией, а другая часть поступает из водонапорной башни;

в часы минимального водопотребления, когда вода, подаваемая насосной станцией, поступает к потребителю, а избыток в количестве 1% транзитом в башню.

При максимальном водопотреблении полную высоту подъема насосов, м, вычисляют по выражению

$$H_I = H'_г + h_{w\,вс} + h'_{w\,н} + H_{св},$$

где $H'_г$ — геометрическая высота подъема воды, т. е. разность отметок точки схода *а* и расчетного уровня воды в резервуаре; местоположение точки схода определяется при расчете сети, $H_{св}$ — требуемый свободный напор в сети, $h'_{w,н}$ — потери напора в напорных коммуникациях насосной станции, в водоводах и сети до точки схода *а*.

При минимальном водопотреблении напор насосов определяют из условия транзитной подачи воды в башню. Полную высоту подъема насосов, м, находят по формуле

$$H_{II} = H''_г + h''_{w\,вс} + h''_{w\,н},$$

где $H''_г$ — геометрическая высота подъема воды при транзите, т. е. разность отметок расчетного уровня воды в резервуаре и предельного уровня в баке водонапорной башни, $h''_{w,н}$ — потерн напора в напорных коммуникациях, в водоводах, сети и соединительных линиях «сеть — башня».

Напор насосов следует принимать равным наибольшему из полученных по расчету. Как правило, оказывается, что наибольший напор у насосов получается при транзитной подаче воды в башню.

По существующим правилам проектирования водопровода (СНиП 2.04.02-84) работа насосной станции должна быть проверена на случай возникновения пожара. Подача полного расчетного расхода воды на тушение пожара[1] должна быть обеспечена в час максимального водоразбора, т. е. в момент наиболее

напряженной работы насосной станции и водопроводной сети[1].

Следовательно, в момент возникновения пожара насосы II подъема должны подать в город расход воды, равный сумме полного расчетного расхода воды на тушение пожара и расхода воды в час максимального водоразбора, т. е. подача насосной станции должна быть равна $Q_{пож} + Q_{макс}$ (где $Q_{макс} = 5{,}6\%$; см. табл. 9.1). Башню в момент тушения пожара отключают.

При определении $Q_{макс}$ не учитывается расход воды на полив территории, а в системах промышленных водопроводов не учитывается расход воды на прием душей, мытье полов и технологического оборудования в производственных зданиях.

Полная высота подъема воды, м, в момент пожара определяется по зависимости

$$H_{пож} = H_г + h_{ш,вс} + h_{ш,н} + H_{св\,п},$$

где $H_г$ — геометрическая высота подъема воды при пожаре, т. е. разность отметок земли в расчетной точке пожара и расчетного уровня воды в резервуаре; $h_{ш\,вс}$, $h_{ш\,н}$ — потери напора соответственно во всасывающих трубопроводах и водоводах и сети до расчетной точки пожара, $H_{св\,п}$ — свободный напор в расчетной точке при возникновении пожара.

При определении расчетной точки следует исходить из наиболее неблагоприятных условий работы насосной станции, т. е возможности возникновения пожара в наиболее возвышенных и наиболее удаленных от насосной станции точках территории, обслуживаемой водопроводом

Определение потерь во всасывающих и напорных коммуникациях насосной станции производят на пропуск расхода $Q_{пож} + Q_{макс}$, при этом запас потерь в коммуникациях насосной станции следует принимать во всасывающих 2,5 м, в напориых 5 м.

Свободный напор в момент возникиовення пожара в расчетной точке должен быть не менее 10 м

В системах водопроводов высокого давления свободный напор должен обеспечивать получение из гидрантов компактной струи высотой до 10 м. Системы высокого давлеиия (с временным повышением давления при пожаре) применяют иногда в промышленных водопроводах. Водопроводы постоянного высокого давления применяют только на промышленных объектах повышенной пожарной опасности

[1] **Н. Н. Абрамов.** Водоснабжение: Учебник для вузов — 3-е изд.—М.: Стройиздат, 1982

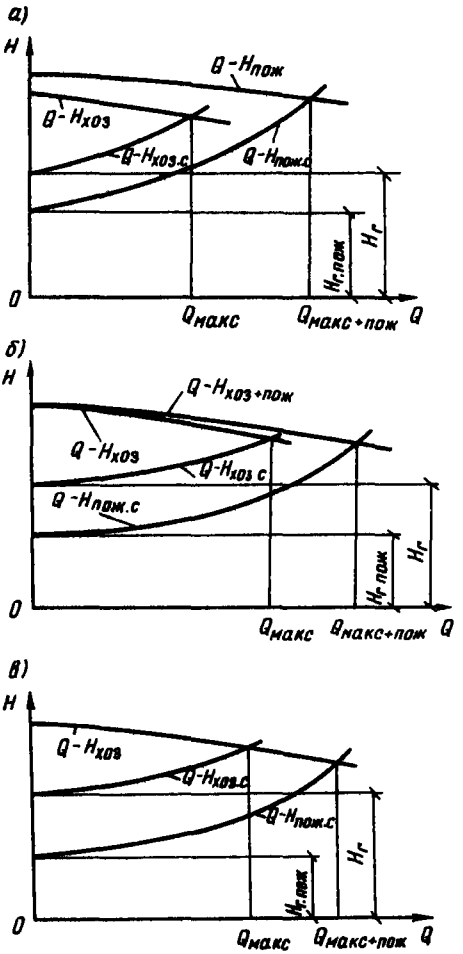


Рис. 9.8. Графические характеристики совместной работы насосной станции и системы водоснабжения при возникновении пожара

При определении требуемого напора насосов II подъема в момент возникновения пожара следует рассматривать три основных случая:

необходимый напор для пожаротушения больше напора, развиваемого хозяйственными насосами;

необходимый напор для пожаротушения равен напору, развиваемому хозяйственными насосами;

необходимый напор для пожаротушения меньше напора в режимной точке работы насосов до возникновения пожара.

В первом случае (рис. 9.8, *а*) следует устанавливать противопожарные насосы требуемого напора и подачи, которые обеспечат максимальные хозяйственный и про-

тивопожарный расходы. При работе пожарных насосов хозяйственные насосы выключают.

Во втором случае устанавливают противопожарные насосы такого же типоразмера, как и хозяйственные, с подачей, равной расходу, требуемому исключительно для тушения пожара (рис. 9.8,*б*).

В третьем случае требуемый суммарный расход при необходимой высоте подъема воды обеспечивается хозяйственными насосами за счет снижения расчетного напора насосов на случай пожаротушения (рис. 9.8, *в*).

Ввиду кратковременности пожаротушения допускается работа насосов вне рекомендуемой рабочей части характеристики с некоторым снижением коэффициента полезного действия. При этом необходимо произвести поверочный расчет на кавитационный запас системы.

§ 56. Выбор типа и числа устанавливаемых насосов

При выборе типа насосов и определении числа рабочих агрегатов необходимо учитывать совместную работу насосов, водоводов и сети и руководствоваться следующими соображениями:

1. Число рабочих агрегатов одной группы должно быть не менее двух.

2. Необходимо устанавливать как можно меньше рабочих насосов. Параллельная работа нескольких насосов экономически невыгодна: выгоднее установить крупные насосы, имеющие более высокие КПД, чем несколько средних и малых; кроме того, суммарная подача нескольких насосов при параллельной работе на общие водоводы всегда меньше, чем сумма их подач при раздельной работе на данную систему.

3. Насосы должны работать в области наивысших КПД при длительной подаче. Кратковременные расходы могут подаваться с более низким КПД.

4. Целесообразно на насосных станциях устанавливать насосы одного типоразмера, что обеспечивает взаимозаменяемость насосов, значительно упрощает их эксплуатацию и создает удобства для обслуживания. Однако требования экономичности во многих случаях заставляют отказаться от применения однотипных насосов. Низкие КПД насосов обусловливаются не только тем, что режимная точка насоса находится вне зоны оптимальных расходов, но также и несоответствием напоров, развиваемых насосами, требуемым напорам, так как при уменьшении расхода в сети потери напора на трение уменьшаются пропорционально квадрату расхода. Таким образом, для повышения КПД насосной станции насосы должны подбираться на разные расходы при максимальном КПД с учетом требуемых напоров, что приводит к необходимости установки разнотипных насосов.

5. Подача рабочих насосов должна быть достаточной для обеспечения максимального расхода. Число резервных насосов принимается в соответствии с категорией надежности насосной станции. Однако в любом случае целесообразно принимать не менее двух резервных агрегатов, так как при наличии одного резервного агрегата во время ремонта одного из рабочих насосов станция остается без резерва и при аварии рабочего насоса его нечем будет заменить.

Требования к надежности работы насосной станции устанавливаются в зависимости от назначения водопровода. В соответствии с требуемой степенью надежности бесперебойного водоснабжения водопроводные насосные станции подразделяют на три категории:

I категория — допускает кратковременное (до 3 сут) снижение подачи воды на хозяйственно-питьевые нужды ие более 30% расчетного расхода и на производственные нужды до предела, устанавливаемого аварийным графиком работы предприятий; допускается снижение подачи ниже указанного предела или перерыв на время включения резервных агрегатов, но не более 10 мин;

II категория — допускаемое сни-

Таблица 9.2

Число рабочих агрегатов	Число резервных агрегатов на станциях категорий		
	I	II	III
До 6	2	1	1
7—9	2	1	—
10 и более	2	2	—

жение подачи то же, что и для I категории, но длительность до 15 сут; перерыв в подаче допускается на время проведения ремонта, но не более 6 ч;

III категория — допускаемое снижение подачи и длительности то же, что и для II категории; допускается перерыв в работе на время переключения резервных агрегатов и проведения ремонтных работ, но не более 24 ч.

Насосные станции I подъема можно отнести ко II категории, но число резервных агрегатов следует принимать не менее двух, так как при капитальном ремонте насосного агрегата станция работает без резерва. Насосные станции II подъема противопожарных и объединенных хозяйственно-противопожарных и производственно-противопожарных водопроводов по надежности действия следует относить к I категории; при наличии емкости с соответствующим противопожарным запасом воды, обеспечивающим необходимый напор, — ко II категории.

Число резервных агрегатов принимается в зависимости от категории надежности станции и числа рабочих агрегатов (табл. 9.2). В число рабочих агрегатов включаются и пожарные насосы

Резервные насосы принимаются с характеристикой, соответствующей наибольшему насосу, установленному на насосной станции, а резервный насос меньшей подачи должен храниться на складе.

На основании изложенных выше соображений рассмотрим принцип выбора рабочих агрегатов на насосных станциях различного назначения.

На насосных станциях I подъема, работающих равномерно, целесообразно устанавливать не менее двух однотипных рабочих насосных агрегатов и один или два резервных. Станции I подъема, как правило, устраивают заглубленными, шахтного типа, в зданиях круглой формы в плане. Круглое здание насосных станций сразу строят с запасом площади для установки более мощных насосов при дальнейшем развитии водоснабжения и соответственно увеличивают размеры фундаментов под насосы.

Поскольку противопожарный запас хранится в резервуарах чистой воды на насосных станциях II подъема, на станциях I подъема можно устанавливать один резервный насос. Однако следует иметь в виду, что стоимость насосного агрегата весьма мала по сравнению со стоимостью всего водопровода и экономия от сокращения числа резервных насосов нецелесообразна, особенно если принять во внимание важность бесперебойности водоснабжения. Один резервный насос можно устанавливать на насосной станции I подъема, подающей воду в резервуары охлаждающих устройств при оборотной системе водоснабжения, где кратковременный перерыв в подаче воды не вызывает осложнений, так как оборотная система водоснабжения может некоторое время работать за счет запаса воды в системе. В то же время на насосных станциях, обслуживающих металлургические, химические, нефтеперерабатывающие и другие промышленные предприятия, где перерыв в подаче воды недопустим, число резервных агрегатов может быть увеличено по сравнению с рекомендациями табл. 9.2.

Таким образом, число резервных насосов в каждом конкретном случае принимают на основании обеспечения надежности работы насосной станции с учетом технико-экономического расчета.

На заглубленных насосных станциях I подъема рекомендуется применять вертикальные центробежные или осевые насосы, для которых

требуется меньшая площадь здания станции. Электродвигатели могут быть установлены над корпусом насоса, вследствие чего создаются лучшие условия для работы электродвигателей и их обслуживания. К тому же насосная станция, оборудованная вертикальными насосами, более компактна. Вертикальные центробежные и осевые насосы изготовляют на весьма большую подачу, и они могут быть использованы только на крупных насосных станциях. На станциях средней и малой производительности в основном применяют горизонтальные центробежные насосы.

В последнее время в практике проектирования и строительства насосных станций I подъема широко применяют скважинные насосы с трансмиссионным валом типов 20А и 24А, что позволяет весьма значительно уменьшить площадь насосной станции.

Насосные станции II подъема работают по ступенчатому графику, и выбор однотипных насосов значительно осложняется, так как при изменении расхода воды потребителем необходимо изменять подачу воды выключением из работы части насосов, что ведет к скачкообразному изменению подачи, в то время как в сети наблюдается относительно плавное изменение расхода. Несоответствие подачи воды насосами расходу ее в системе приводит к потере энергии и в конечном результате к снижению КПД. Если потребление воды в сети больше, чем подают ее насосы, то режимная точка смещается в нижнюю часть рабочей части характеристики и насосы работают с низким КПД. Если же расход в сети меньше, чем подача насосов, то за счет саморегулирования насосы будут развивать напор больше, чем требуется в сети, и, следовательно, общий КПД насосной станции будет понижаться.

Выбору насосов II подъема должен предшествовать весьма тщательный анализ работы системы «насосы — водоводы — сеть». Принятый в практике анализ работы насосной станции на два (с башней в начале сети) или на три (сеть с контррезервуаром) расчетных случая явно недостаточен. Применение ЭВМ для расчета сети и совместной работы системы «насос — водовод — сеть» позволяет провести более глубокий анализ, подобрать насосы и установить режим работы насосов, обеспечивающий оптимальный КПД работы насосной станции.

В табл.9.1 в I варианте принята равномерная работа насосов с подачей 4,17%. Можно установить один рабочий насос с подачей 4,17% и, принимая во внимание, что насосные станции II подъема городских водопроводов относятся к первой категории надежности, два резервных агрегата, т. е. мощность резерва составит 200% рабочей мощности. При равномерном режиме работы насосной станции II подъема экономически выгоднее установить два рабочих агрегата и в соответствии с требованием обеспечения надежности работы насосной станции два резервных агрегата, т. е. мощность резерва составит 100% рабочей мощности и, следовательно, вдвое сократится стоимость установленной резервной мощности. Кроме сокращения эксплуатационных расходов в данном случае повышается и коэффициент использования установленной мощности.

Во II варианте принята ступенчатая работа насосов. Можно установить четыре однотипных насоса (два рабочих и два резервных) с подачей каждого насоса 2,5%. Один насос будет работать круглые сутки, а другой насос с такой же подачей включается в параллельную работу с первым насосом с 4 ч и выключается из работы в 24 ч. Ввиду того что при параллельной работе подача насосов уменьшается, суммарная подача обоих насосов принята равной 4,5%, т. е. на 10% меньше суммы подач обоих насосов при одиночной работе. Уменьшение суммарной подачи будет зависеть от крутизны характеристик $Q — H$ насосов и системы «водоводы — сеть» и уточняется при графоаналитическом расчете.

В III варианте при принятой ступенчатой работе насосов устанавливают пять насосных агрегатов: три рабочих и два резервных. Два насоса работают параллельно круглые сутки с суммарной подачей 3%. Подача каждого насоса при принятой величине уменьшения подачи при параллельной работе на 10% должна быть 1,65%. Третий насос с подачей 1,85% включается в параллельную работу с 5 ч и выключается из работы в 23 ч. Уменьшение суммарной подачи трех параллельно работающих насосов принято равным 15% и уточняется при окончательном расчете после выбора насосов.

По III варианту режима работы насосной станции можно установить однотипные насосы, но с разными рабочими колесами. Например, насос с подачей 1,85% имеет рабочее колесо с максимальным диаметром, а насосы с подачей 1,65% — срезанное рабочее колесо на величину $1,85/1,65 = D_1/D_{ср}$, откуда $D_{ср} = 1,65/1,85 = 0,89D_1$, т. е. необходимо произвести срезку рабочего колеса на 11%, что вполне допустимо. Можно установить два рабочих и два резервных агрегата. Один насос с подачей 3% будет работать круглые сутки, а другой насос с подачей 2,08% включится в параллельную работу с первым насосом с 5 ч и выключится в 23 ч. Ввиду уменьшения суммарной подачи при параллельной работе принято уменьшение подачи на 10%, т. е. подача насоса при второй ступени работы составит $(3+2,06)\times$ $\times 0,9 = 4,56\%$.

На циркуляционных насосных станциях можно устанавливать один насос, но в этом случае чрезвычайно затруднено регулирование подачи охлаждающей воды, количество которой изменяется по сезонам года. Число насосов и их подачу следует принимать с учетом изменения температуры воды в течение года. Поэтому целесообразно устанавливать несколько насосов меньшей подачи, чтобы можно было регулировать подачу воды включением различного числа насосов. На циркуляционных насосных станциях часто устанавливают две группы насосов. Одна группа подает воду на охладительные сооружения, а другая — в сеть охлаждения. Насосы одной группы следует принимать с одинаковыми характеристиками, допускающими параллельную работу.

Выбор типа и числа противопожарных насосов надлежит производить с учетом совместной работы их с хозяйственными насосами. Если для пожаротушения устанавливают противопожарные насосы, то экономически целесообразно установить один рабочий противопожарный агрегат и один резервный. В соответствии с требованиями СНиП 2.04.02-84 при установке противопожарных насосов следует предусматривать один резервный агрегат. Однако поскольку при наличии на насосной станции насосов с двумя различными характеристиками общее число резервных агрегатов принимается по табл. 9.2 (т. е. резервный противопожарный агрегат будет использоваться в качестве резерва и для хозяйственных насосов), лучше устанавливать два рабочих агрегата и один резервный.

При использовании противопожарного насоса в качестве резервного для хозяйственных насосов он будет работать с более высокими экономическими показателями и, следовательно, сократятся эксплуатационные расходы на установленную мощность, так как резервная мощность составляет 50% рабочей против 100% в I варианте.

При обеспечении противопожарного расхода включением в работу однотипных насосов число резервных агрегатов принимается в соответствии с табл. 9.2 по числу рабочих агрегатов в момент пожаротушения.

Определив подачу и напор насоса по сводному графику полей работы насосов (см. приложения), выбирают ближайший подходящий насос. Затем на основании графоаналитического расчета принимают различные меры (срезка рабочего колеса, изменение частоты вращения и т. д.) для обеспечения оптимального КПД насоса. Данные графоналитического расчета должны быть уточнены при эксплуатации насосной станции. Уточнение параметров производят при испытании насосов по окончании монтажа.

§ 57. Определение допустимой высоты всасывания и отметки заложения фундамента насосного агрегата

Отметка оси насоса ▽ОН и связаниая с ней отметка фундамента насосного агрегата ▽ВФ определяются алгебраической суммой отметки расчетного уровня воды в источнике РУВ и допустимой геометрической высоты всасывания $H_{г\,вс}$, т. е. ▽ОН = = ▽РУВ + $H_{г\,вс}$.

Геометрической высотой всасывания лопастных насосов называется разность отметок оси колеса и свободного уровня поверхности воды в резервуаре или в источнике, из которого вода поступает в насос. Геометрическая высота всасывания насоса, м, определяется по формуле

$$H_{г\,вс} = H_{доп} - v_1^2/(2g) - h_{w\,вс},$$

где $H_{доп}$ — допустимая вакуумметрическая высота всасывания с учетом поправки на изменение атмосферного давления и температуру перекачиваемой жидкости, $v_1^2/(2g)$ — потери динамического напора на входе в насос (см. § 12), $h_{w,вс}$ — потери во всасывающей линии насоса.

В паспорте насоса указывают допустимую вакуумметрическую высоту всасывания, м, которую развивает насос на входе в рабочее колесо. Этот вакуум обычно задается для данной подачи при давлении, равном 0,1 МПа, и температуре перекачиваемой жидкости 20°С. Для определения $H_{доп}$ необходимо ввести поправки в соответствии с заданной отметкой расположения площадки строительства насосной станции над уровнем моря и с температурой перекачиваемой воды.

Увеличение $H_{г\,вс}$ позволяет уменьшить заглубление и снизить строительную стоимость насосной станции. Однако при неточном определении $H_{г\,вс}$, т. е. при завышении отметки оси насоса, может возникнуть кавитационный режим его работы, что приведет к снижению подачи и КПД насоса.

Для правильного определения отметки расположения оси насоса необходимо иметь: график совместной работы системы «насосы — водоводы — сеть», на который нанесены режимные точки работы насосов с изменением требуемой подачи; графическую характеристику всасывающего трубопровода; сведения о числе и типе насосов, устанавливаемых на насосной станции. После анализа этих данных для каждой требуемой подачи насосной станции определяем $H_{г\,вс}$ и $H_{доп}$ и затем ▽ОН. Расчеты удобно вести в табличной форме (табл. 9.3).

Для каждого режима работы определяется: $H_{доп}$ — по характеристике Q — $H_{доп}$; $h_{w,вс}$ — по графической характеристике всасывающего трубопровода $h_{w,вс} = f(Q)$; v_1 (скорость входа воды во всасывающий патрубок насоса) — по подаче Q_3, Q_2, Q_1 и $Q_{пож}$. Из всех подсчитанных таким образом отметок оси насоса выбирают минимальную и по ней определяют отметку фундамента.

Таблица 9.3

Q_i	n_i	$H_{доп\,i}$	$h_{w\,вс\,i}$	$\frac{v_1^2}{2g}$	$H_{г\,вс\,i}$	▽РУВ$_i$	▽ОН$_i$
Q_3	3	$H_{доп\,3}$	$h_{w\,вс\,3}$	$\left(\frac{v_1^2}{2g}\right)_3$	$H_{г\,вс\,3}$	▽РУВ$_3$	▽ОН$_3$
Q_2	2	$H_{доп\,2}$	$h_{w\,вс\,2}$	$\left(\frac{v_1^2}{2g}\right)_2$	$H_{г\,вс\,2}$	▽РУВ$_2$	▽ОН$_2$
Q_1	1	$H_{доп\,1}$	$h_{w\,вс\,1}$	$\left(\frac{v_1^2}{2g}\right)_1$	$H_{г\,вс\,1}$	▽РУВ$_1$	▽ОН$_1$
$Q_{пож}$	Пож	$H_{доп\,пож}$	$h_{w\,вс\,пож}$	$\left(\frac{v_1^2}{2g}\right)_{пож}$	$H_{г\,вс\,пож}$	▽РУВ$_{пож}$	▽ОН$_{пож}$

Примечание Q_3, Q_2, Q_1 — подача одного насоса при параллельной работе соответственно трех, двух и одного насоса при нормальном режиме работы; $Q_{пож}$ — подача насосов при возникновении пожара

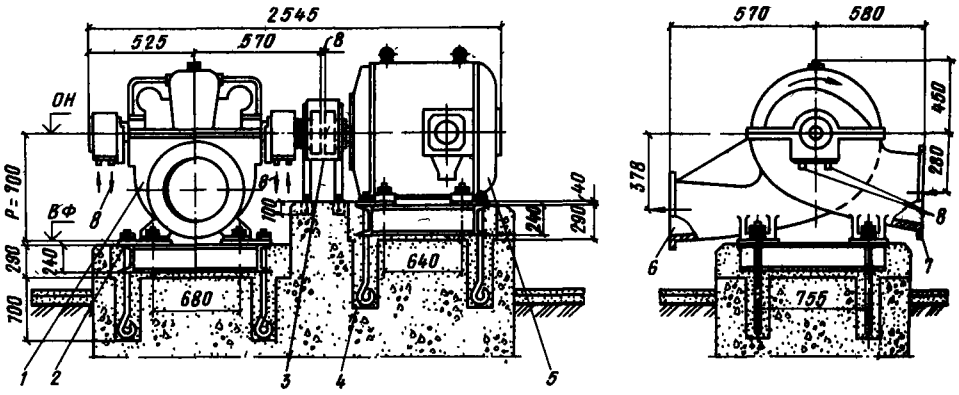


Рис. 9.9. Установка насоса типа Д 800-57 на фундаменте
1—насос; *2*—анкерный болт крепления рамы насоса; *3*—ограждение муфты, *4*—анкерный болт для крепления рамы двигателя, *5*—двигатель, *6*—выходной патрубок, *7*—входной патрубок; *8*—подача и отвод охлаждающей воды

Отметка верха фундамента или рамы (рис. 9.9) определяется по формуле

$$\nabla \text{ВФ} = \nabla \text{ОН} - P,$$

где P — высота насоса от оси до лап, принимается по размерам, указанным в паспорте или в каталоге насосов (см. приложение VI)

Высоту фундамента над уровнем чистого пола назначают в зависимости от удобства монтажа всасывающих и напорных трубопроводов, но не менее 150 — 200 мм. Кроме того, следует учитывать условия прочности, чтобы обеспечить передачу всех усилий (крутящего момента, инерционных сил и вибрации) от насоса к массе фундамента.

Ширину и длину фундамента принимают равной ширине и длине фундаментной плиты насоса плюс 50 — 150 мм.

§ 58. Определение мощности приводного двигателя

Исходными данными для определения требуемой мощности электродвигателя являются секундная подача насоса Q, м^3/с, и напор H, м. Подачу и напор насоса принимают по режимной точке работы системы «насосы — водоводы — сеть» или «насосы — водоводы» (см. рис. 4.5). Однако не всегда расчетные параметры подачи и напора совпадают с параметрами характеристики $Q — H$. В этих случаях необходимо определять мощность насоса и требуемую мощность приводного двигателя.

Мощность насоса, кВт, определяется по формуле

$$N_{\text{пт}} = \frac{\rho g Q H}{102\,\eta_{\text{н}}},$$

где $\eta_{\text{н}}$ — КПД насоса при работе в данном режиме.

Мощность приводного двигателя насоса, кВт, принимают больше мощности, потребляемой насосом, на случай перегрузок от неучтенных условий работы:

при непосредственном соединении вала насоса с валом электродвигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{\rho g Q H}{102\,\eta_{\text{н}}} k;$$

при соединении приводного двигателя насоса через промежуточную передачу

$$N_{\text{дв}} = \frac{\rho g Q H}{102\,\eta_{\text{н}}\eta_{\text{пр}}} k,$$

где $\eta_{\text{пр}}$ — КПД передачи, принимаемый по паспорту.

Коэффициент запаса мощности принимается в зависимости от мощности насоса:

Мощность насоса, кВт	<20	20—50
Коэффициент запаса мощности	1,25	1,2
Мощность насоса, кВт	50—300	>300
Коэффициент запаса мощности	1,15	1,1

Коэффициент запаса мощности зависит также от соотношения мощности насоса при расчетных подаче и напоре и ближайшей мощности изготовляемого отечественной электропромышленностью двигателя, паспортные данные которого соответствуют условиям работы насосного агрегата. При определении мощности насоса подачу насоса обычно принимают наибольшую из рассматриваемых режимов работы насосной станции.

Насосные станции I подъема, как правило, работают круглосуточно, в относительно постоянном режиме, поэтому принимают:

$$Q = Q_c/n,$$

где Q_c — среднесекундный расход в дни максимального водопотребления, n — число рабочих насосных агрегатов.

Полный напор насосов определяют из условия минимального расчетного уровня воды в источнике водоснабжения, который может изменяться как по сезонам года, так и в отдельные годы.

В связи с этим на насосной станции I подъема необходимо проводить анализ изменения режима работы насосных агрегатов при сезонных колебаниях уровня воды в источнике. Повышение уровня воды в водоеме в паводки приводит к уменьшению требуемой геометрической высоты подъема воды и, как следствие этого, к увеличению подачи воды насосными агрегатами и к повышению потребляемой мощности. Если электродвигатель не рассчитан на повышение потребляемой мощности, то он будет работать с перегрузкой и весьма часто выключаться из работы защитной автоматикой. Однако если мощность двигателя принять на подачу воды в пиковый момент паводка, который продолжается незначительное время и имеет небольшую повторяемость, двигатель в остальное время будет работать с недогрузкой, что вызовет понижение коэффициента мощности $\cos\varphi$ и КПД двигателя. Следовательно, электродвигатель нужно подбирать из расчета требуемой мощности при подаче среднесекундного расчетного расхода и предусматривать мероприятия по его защите от перегрузки. Окончательное решение по выбору мощности электродвигателя принимается на основании анализа конкретных местных условий (частота повторяемости и продолжительность паводка, амплитуда колебаний уровня и т. д.).

На насосных станциях II подъема, работающих по ступенчатому режиму, Q принимают по режиму максимальной подачи насоса в систему. Обычно эту подачу принимают при одиночной работе насоса, так как известно, что $Q_{\text{I}} > Q_{\text{I+II}}/2 > Q_{\text{I+II+III}}/3$ (см. § 21).

Если хозяйственные насосы одновременно являются и противопожарными, необходимо учесть режим работы насосов при пожаротушении, так как при снижении требуемого напора при пожаротушении подача насосов увеличится, что приведет к повышению потребляемой мощности электродвигателя.

При выборе электродвигателя к насосам необходимо знать мощность, частоту вращения, напряжение в питающей сети, тип и исполнение двигателя. Каждый двигатель независимо от его типа характеризуется номинальными данными. Номинальный режим двигателя соответствует максимальному КПД и удовлетворяет установленным нормам и требованиям в отношении нагрева, коэффициента мощности, электрической прочности и т. д., поэтому при подборе электродвигателя необходимо стремиться подобрать мощность двигателя как можно ближе к номинальной.

ГЛАВА 10. ВОДОПРОВОДНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

§ 59. Специфические особенности водопроводных насосных станций

Общие технологические требования к насосным станциям систем водоснабжения и канализации, а также принципиальные схемы компонов-

ки, типы и конструкции сооружений были описаны ранее в гл. 7. Здесь мы рассмотрим характерные особенности, которые присущи водопроводным насосным станциям и во многом определяют состав их основного и вспомогательного оборудования, схему коммуникаций всасывающих и напорных трубопроводов, конструкции подземной и наземной части, а следовательно, и стоимость строительства и эксплуатации станции.

Прежде всего по роду обслуживаемых объектов принято различать: а) насосные станции, подающие воду на хозяйственно-питьевые нужды (в частности, насосные станции городских водопроводов); б) насосные станции, подающие воду на хозяйственно-питьевые нужды (в частности насосные станции городских водопроводов); в) насосные станции, подающие воду для нужд производства (промышленные предприятия, тепловые и атомные электростанции, предприятия железнодорожного транспорта и т. п.). Следует отметить, что в ряде случаев возможно совмещение функций; так, на станциях, подающих воду для нужд производства, могут быть установлены и насосы, подающие хозяйственно-питьевую воду.

Кроме того, в зависимости от класса надежности действия устанавливается гарантийная степень бесперебойности работы насосной станции, что в первую очередь определяет необходимость резерва ее оборудования. Питание приводных электродвигателей насосных станций первого класса надежности необходимо осуществлять от двух независимых источников электроэнергии. Возможным решением является также и такое, при котором для ряда рабочих насосов дополнительно к электродвигателям устанавливают паровые турбины или двигатели внутреннего сгорания, автоматически включающиеся в работу в момент прекращения подачи электрического тока.

Для обеспечения бесперебойной подачи воды помимо установки резервных агрегатов зачастую оказывается необходимым дублирование водозаборных сооружений и водоводов насосных станций, а также устройство переключающих коллекторов, усложняющих коммуникации станции и, следовательно, удорожающих ее строительство.

В заключение следует отметить, что выбор типа и конструкции здания водопроводной насосной станции и решение схемы ее коммуникаций должны производиться с учетом необходимости обеспечения: наиболее эффективной работы энергетического оборудования; надежности и удобства эксплуатации; наименьших потерь напора; надежного действия противофильтрационных устройств, гидроизоляции, дренажей и т. д.; возможно коротких сроков строительства.

При составлении проектов насосных станций необходимо стремиться к максимальному использованию имеющихся типовых решений как всей станции в целом, так и отдельных ее узлов и сооружений.

§ 60. Основные конструктивные решения зданий насосных станций

Тип здания насосной станции, служащего для размещения основного и вспомогательного оборудования, коммуникаций всасывающих и напорных трубопроводов, а также служебных помещений, помимо назначения и производительности насосной станции, зависит от следующих основных факторов:

размещения здания насосной станции по отношению к водозаборному сооружению (совмещенно или раздельно);

конструкции насосных агрегатов (горизонтальная или вертикальная компоновка, система привода);

кавитационных и энергетических характеристик основных насосов (допустимая высота всасывания, условия пуска);

режима водоисточника (колебания уровней воды, степень засоренности, наличие наносов, зимние условия);

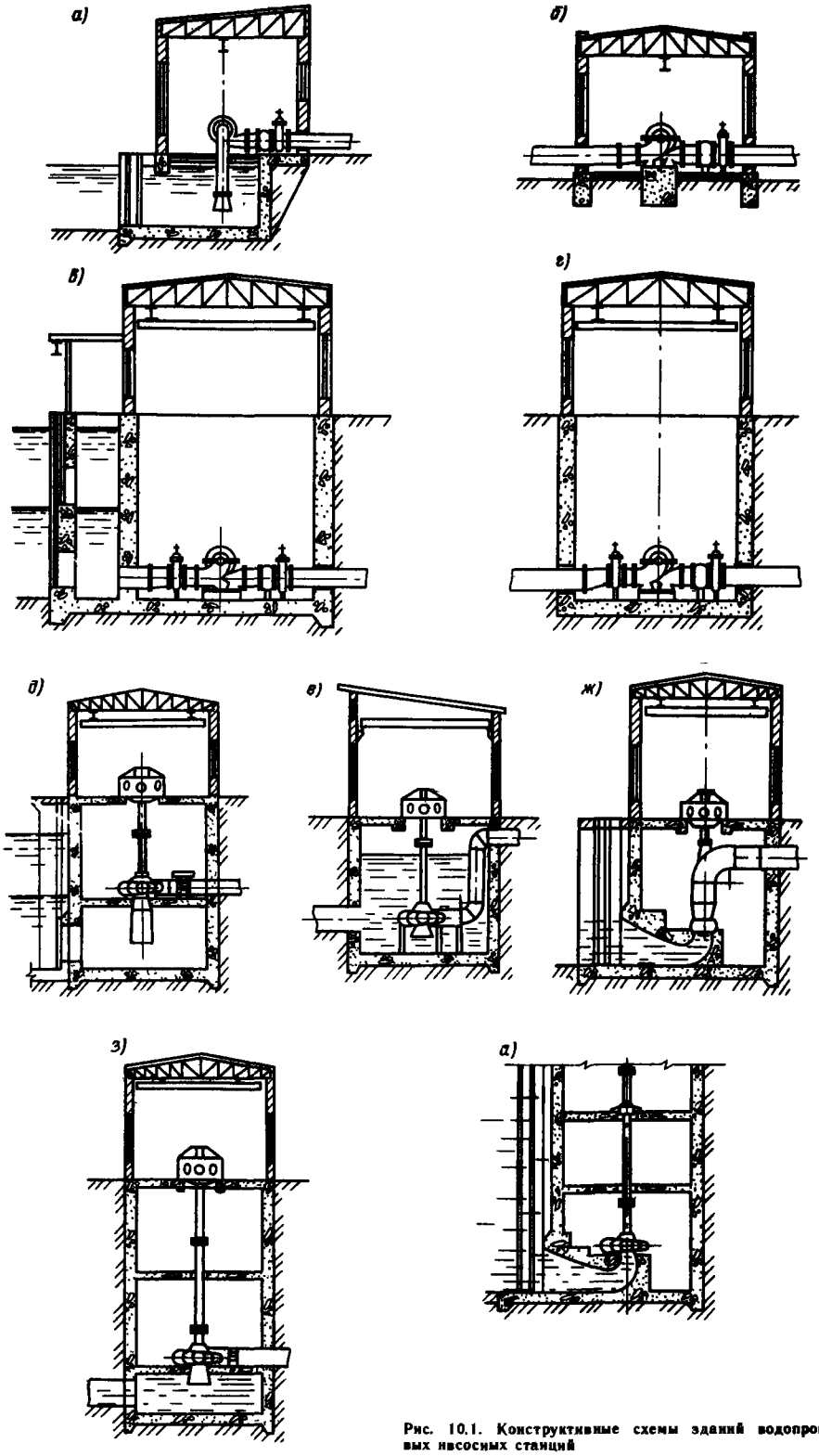


Рис. 10.1. Конструктивные схемы зданий водопроводных насосных станций

геологических и гидрогеологических условий в месте расположения здания насосной станции (основание станции, наличие подземных вод);

климатических условий;

технологии производства строительных работ и вида применяемых строительных материалов.

Большое влияние на выбор компоновочных решений здания в целом и конструкций его отдельных элементов оказывает также расположение основных насосов по отношению к уровням воды в источнике или в водоприемной камере.

Наземные здания характерны для насосных станций, забирающих воды из поверхностных источников с относительно небольшими колебаниями уровней воды и оборудованных насосами с положительной высотой всасывания, что позволяет разместить их выше максимального уровня воды в источнике. Совмещение здания насосной станции с водозаборным сооружением (рис. 10.1,*а*) в этом случае возможно лишь при наличии у реки, озера или водохранилища крутых, устойчивых берегов и прочных грунтов в основании фундамента станции. При раздельном размещении станции с водозаборным сооружением (рис. 10.1, *б*) насосные агрегаты устанавливают на отдельных фундаментах, не связанных конструктивно со зданием станции, представляющим собой обычное промышленное здание с фундаментом ленточного или другого типа, причем отметка его заложения всегда выше уровня воды в водоисточнике и уровня подземных вод. Для наземных зданий насосных станций обычно принимают насосные агрегаты с горизонтальным расположением вала.

Заглубленные здания характерны для насосных станций, использующих поверхностные водоисточники с колебаниями уровней воды, превышающими всасывающую способность насосов, что заставляет размещать здания ниже максимального, а иногда и минимального уровня воды в источнике. В заглубленных зданиях насосных станций различают подземную часть и верхнее строение. В зависимости от конструкции подземной части здания подразделяют на камерные и блочные.

Подземная часть зданий камерного типа представляет собой камеру, выполняющую функции насосного помещения («сухая» камера) или водоприемного резервуара («мокрая» камера). Основанием камеры служит сплошная железобетонная плита. Здания насосных станций с сухой камерой могут быть конструктивно объединены с водозаборным сооружением (рис. 10.1, *в*) или расположены раздельно, на некотором удалении от него (рис. 10.1, *г*). Во всех случаях вода подводится к насосам всасывающими трубопроводами. Мокрая камера наиболее часто встречается в конструкциях зданий насосных станций, совмещенных с водозаборными сооружениями. В этом случае насосные агрегаты размещают в сухом помещении, расположенном над камерой (рис. 10.1, *д*), или в самой камере (рис. 10.1, *е*). Если в заглубленных зданиях насосных станций камерного типа с сухими камерами и сухими насосными помещениями возможно применение насосов всех без исключения типов, то при размещении насосов непосредственно в мокрой камере используют, как правило, осевые или центробежные глубинные насосы.

Заглубленные здания блочного типа характерны для крупных насосных станций, оборудованных мощными вертикальными осевыми или центробежными насосами с рабочими колесами одностороннего входа, вода к которым подводится по изогнутым всасывающим трубам сложной конфигурации. Подводящие трубы расположены в массивном бетонном блоке, представляющем собой подземную часть здания. Заглубленные здания такого типа обычно совмещены с водозаборными сооружениями (рис. 10.1, *ж*).

При значительном заглублении насосной станции, вызванном большими колебаниями уровней воды или сложными геологическими условиями, применяются здания шахтного

типа, в которых основное и вспомогательное оборудование размещается в помещениях, расположенных на нескольких ярусах, поднимающихся к поверхности земли в виде шахты. В зависимости от конструкции [шахтно-камерные (рис. 10.1, *з*) или шахтно-блочные (рис. 10.1, *и*)] здания могут быть размещены отдельно или совмещенно с водозаборным сооружением.

Подземные здания, часто применяемые для небольших насосных станций, использующих подземные воды и оборудованных погружными насосами, чрезвычайно редко встречаются в крупных водохозяйственных системах. В то же время крупные подземные насосные станции, строительство которых возможно практически в любых, самых сложных топографических условиях, по сравнению с наземными имеют ряд преимуществ Появляется большая свобода выбора схемы и состава сооружений; водоводы могут быть проложены по кратчайшему пути, что в ряде случаев снижает стоимость строительных работ, а также уменьшает гидравлические потери при работе насосов; облегчаются конструктивные элементы напорных водоводов, здания станции и других сооружений за счет использования несущей способности скального массива; сокращается отчуждение полезных земель; обеспечивается естественная защита сооружений от стихийных воздействий; производство подземных работ при строительстве ведется при постоянных условиях в любое время года; снижаются расходы по эксплуатации и ремонту сооружений насосной станции.

§ 61. Всасывающие трубопроводы

Всасывающие трубопроводы, предназначенные для надежного, бесперебойного и с наименьшими потерями энергии подвода воды к насосам, являются одним из наиболее ответственных элементов насосной станции.

Основным требованием, предъявляемым к всасывающим трубопроводам центробежных насосов с точки зрения обеспечения ими надежного и бесперебойного подвода воды, является их воздухонепроницаемость, так как, по данным многочисленных опытов и наблюдений, попадание воздуха в межлопастные каналы рабочего колеса насоса весьма отрицательно сказывается на его характеристиках. Даже небольшое (до 1% по объему) наличие нерастворенного воздуха может уменьшить подачу насоса на 5—10%, а при увеличении содержания воздуха до 10—15% насос теряет всасывающую способность и происходит срыв его работы.

В связи с этим все стыки деталей трубопроводов выполняют герметичными. Наиболее предпочтительными являются сварные соединения. В случае применения болтовых соединений ко всем фланцам всасывающего трубопровода должен быть обеспечен доступ, с тем чтобы можно было контролировать их состояние и систематически подтягивать болты.

Во избежание попадания воздуха во всасывающий трубопровод через свободную поверхность воды в водоприемном сооружении входное отверстие трубопровода заглубляют на 0,5—1,5 м ниже самого низкого уровня. Если нельзя обеспечить необходимое заглубление, следует установить на концах всасывающих труб экраны, предотвращающие образование воронок вокруг труб и попадание в них воздуха.

Для предотвращения образования во всасывающем трубопроводе воздушных мешков трубопровод прокладывают с подъемом в сторону насоса (уклон не менее 0,005), чтобы воздух, выделившийся из воды в зонах с пониженным давлением, мог свободно двигаться вместе с водой к насосу. По этой же причине при переходе с одного диаметра на другой на горизонтальных участках трубопровода применяют только «косые» переходы с горизонтальной верхней образующей. На рис. 10.2 показаны примеры неправильного и правильного расположения всасывающего трубопровода и присоединения его к насосу.

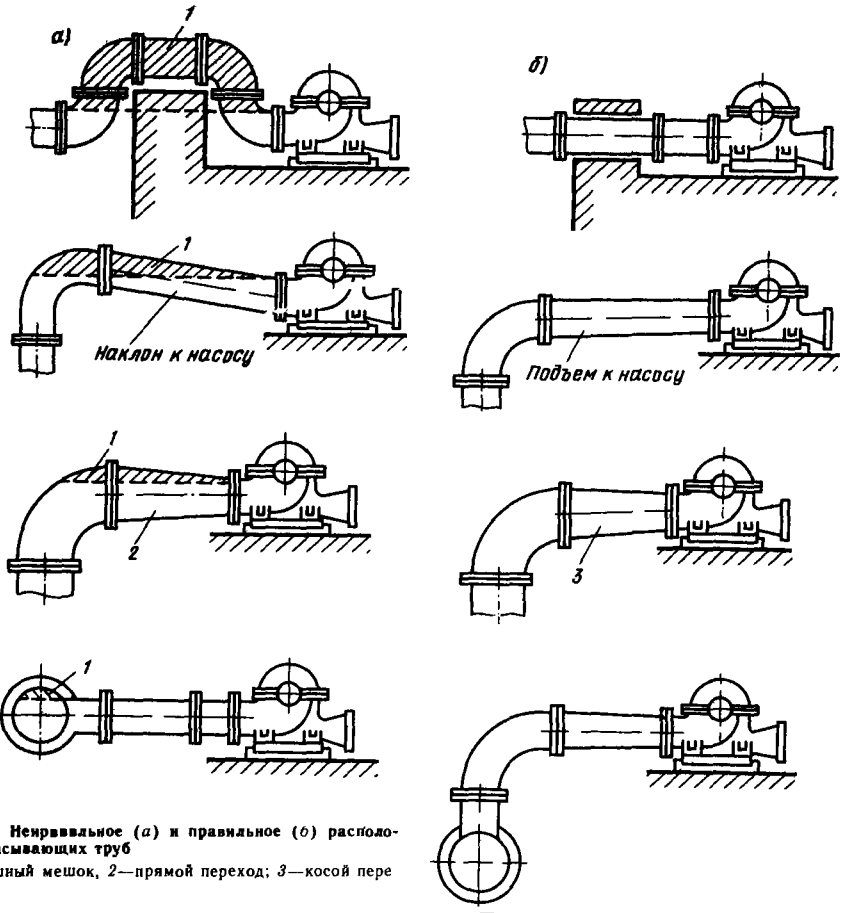


Рис. 10.2. Неправильное (*а*) и правильное (*б*) расположение всасывающих труб

1—воздушный мешок, *2*—прямой переход; *3*—косой переход

Потери энергии во всасывающем трубопроводе не только приводят к необходимости увеличения напора [см. формулу (2.6)] и мощности [см. формулу (2.10)] насоса, но и вызывают уменьшение давления на входе в насос [см. формулу (2.64)], способствуя тем самым возникновению и развитию кавитации. Для уменьшения потерь энергии всасывающий трубопровод должен быть возможно меньшей длины и иметь минимальное число фасонных частей. Диаметры всасывающих труб, фасонных частей и арматуры определяют расчетом. Для предварительного выбора можно руководствоваться допустимыми скоростями, м/с:

при диаметре всасывающих труб до 250 мм	0,7—1
при диаметре всасывающих труб до 300—800 мм . .	1—1,5
при диаметре всасывающих труб свыше 800 мм . . .	1,5—2

Для уменьшения местных потерь при входе потока во всасывающую трубу диаметр входного сечения $D_{вх}$ увеличивают по сравнению с диаметром трубы $d_{тр}$. Обычно принимают $D_{вх}=(1{,}25\div 1{,}5)d_{тр}$. При центральном угле конусности входной части $\alpha=8\div 16°$ длина ее составляет $l_к=(3{,}5\div 7)(D_{вх}-d_{тр})$. Приемные клапаны из-за значительных гидравлических сопротивлений, создаваемых ими, устанавливают лишь на небольших и, как правило, временных насосных установках, имеющих диаметр всасывающей трубы не более 300 мм.

Бесперебойная работа насоса и минимум гидравлических потерь во всасывающей линии обеспечиваются также правильным расположением всасывающих труб в приемной камере насосной станции. Расстояние от входного сечения всасывающей

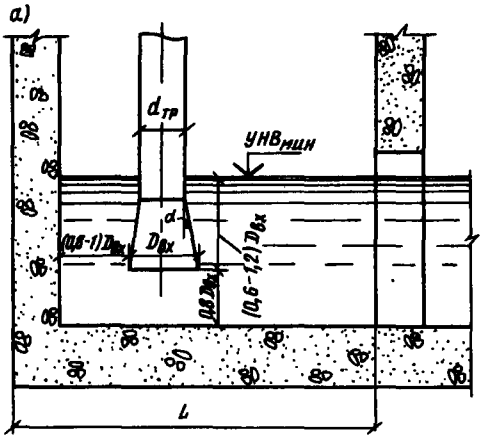


Рис. 10.3 Расположение всасывающей трубы в приемной камере

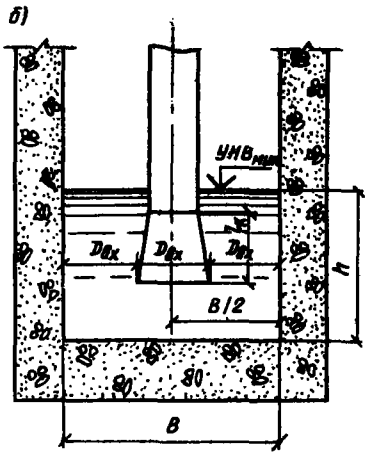
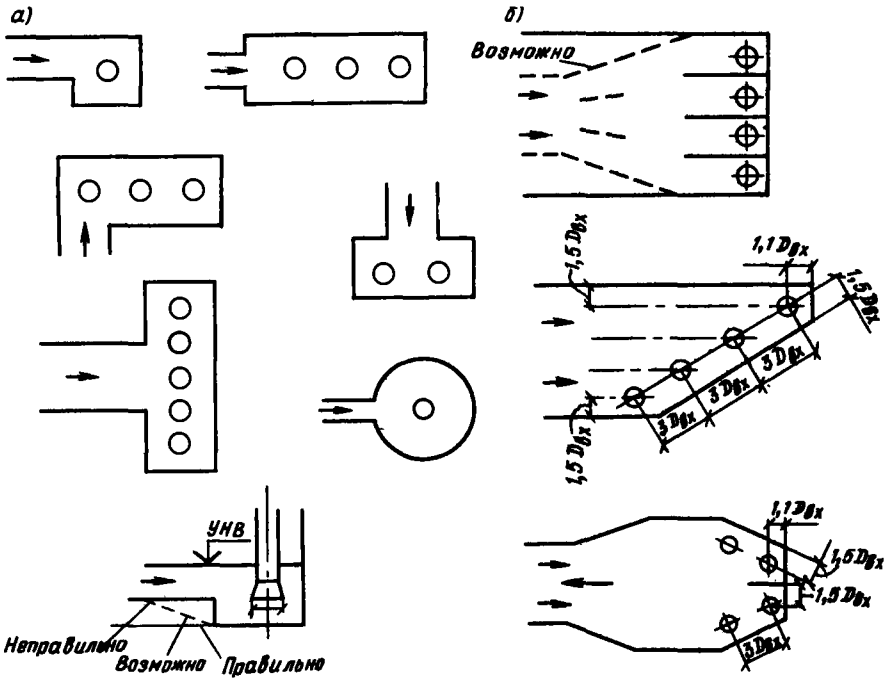


Рис. 10.4. Неправильное (*а*) и правильное (*б*) расположение всасывающих труб в приемной камере



трубы до дна и стен камеры или приямка следует принимать таким образом, чтобы скорости подхода воды к оголовку были не больше скорости течения во входном сечении. Получающиеся при этом размеры показаны на рис. 10.3, *а*.

Ширина водоприемной камеры обычно принимается $B = 3D_{вх}$ (рис. 10.3, *б*). При необходимости уменьшения фронта водозабора можно принимать $B = (1,5 \div 2,5)D_{вх}$. Минимальная длина камеры L определяется из условия, что отношение объема воды в приемной камере W к средней подаче насоса Q должно быть не менее $k = 15 \div 20$, т. е.

$$W/Q = k \text{ и } L = W/(Bh) = kQ/(Bh).$$

При наличии в водоприемной камере двух и более всасывающих труб расстояние между ними должно быть не менее $(1,5 \div 2)D_{вх}$. Взаимное расположение труб при этом исключает

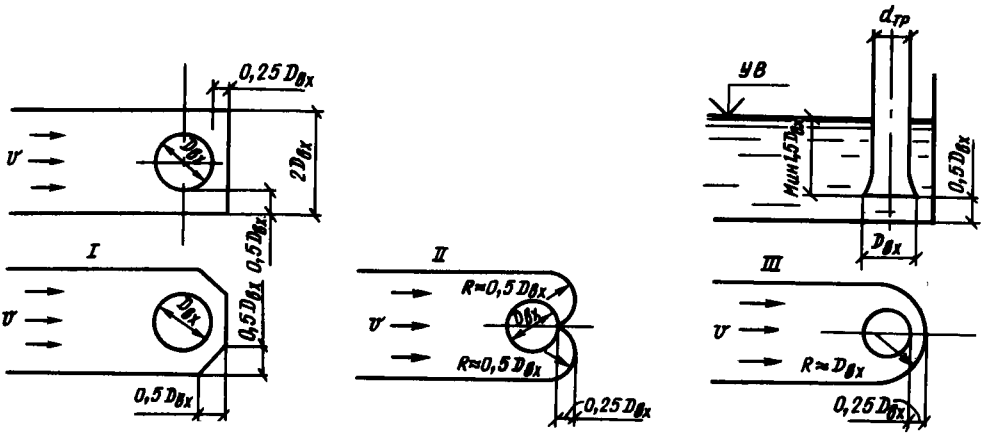


Рис. 10 5. Расположение всасывающей трубы в приемной камере (по рекомендациям Британской ассоциации гидромеханических исследований)

возможность влияния работающих насосов друг на друга. Примеры неправильного и правильного размещения всасывающих труб в приемной камере показаны на рис. 10.4.

В настоящее время в различных странах разработаны рекомендации по выбору размеров водоприемных камер и размещению в них всасывающих труб. Однако в этих рекомендациях имеются довольно существенные разногласия. Так, например, при принятом в Англии отношении $D_{вх} = (1{,}5 \div 1{,}8)\,d_{тр}$ ширина камеры составляет $B = (3 \div 3{,}6)\,d_{тр}$ (рис. 10.5), т. е. практически совпадает с нашими рекомендациями, предусматривающими минимальную ширину $B = (2 \div 3)\,D_{вх}$ при соотношении $D_{вх} = (1{,}25 \div 1{,}5)\,d_{тр}$. В то же время минимальное расстояние от входного сечения всасывающей трубы до дна, составляющее $(0{,}75 \div 0{,}9)\,d_{тр}$ по английским рекомендациям, существенно меньше значений $(1 \div 1{,}2)\,d_{тр}$, принятых в нашей практике. Аналогично этому расстояние от всасывающей трубы до торцовой стенки камеры по английским рекомендациям должно быть не менее $0{,}25D_{вх} = (0{,}375 \div 0{,}45)\,d_{тр}$, а по принятой в СССР практике $(1 \div 1{,}5)\,d_{тр}$. А вот наименьшее заглубление входного сечения всасывающей трубы под минимальный уровень в приемной камере, составляющее по английским рекомендациям $(2{,}25 \div 2{,}7)\,d_{тр}$ при значениях $d_{тр} > 250$ мм, превышает принятое у нас значение 0,5 — 1 м.

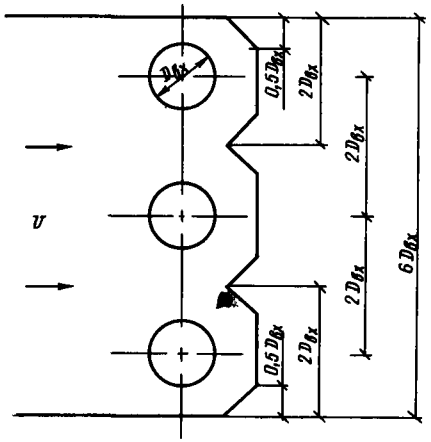


Рис. 10.6. Расположение нескольких всасывающих труб в водоприемной камере (по рекомендациям Британской ассоциации гидромеханических исследований)

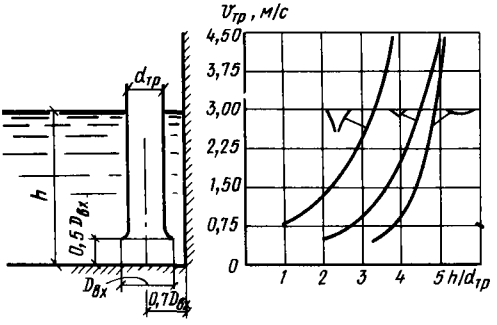


Рис 10 7. Зависимость критических (образование воронок) скоростей потока во всасывающем трубопроводе от глубины в водоприемной камере

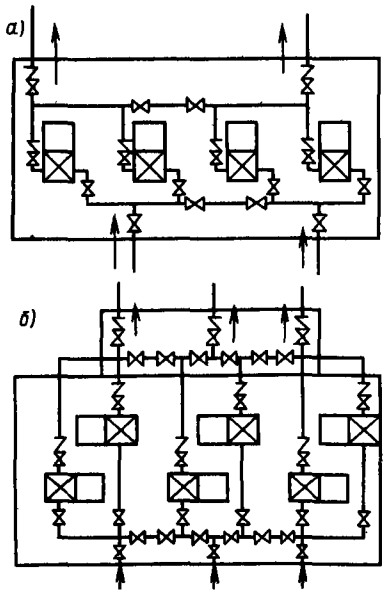


Рис. 10.8. Коллекторные переключения на всасывающих и напорных трубопроводах

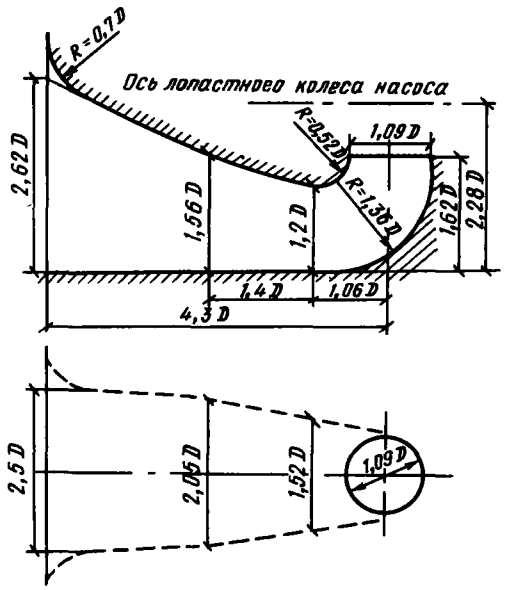


Рис. 10.9. Изогнутая всасывающая труба осевого насоса

При наличии в водоприемной камере двух и более всасывающих труб их взаимное расположение, как уже отмечалось, должно исключать возможность влияния насосов друг на друга. Принятое у нас в этих случаях расстояние между соседними всасывающими трубами составляет $(2 \div 3) d_{тр}$, что несколько превышает английские рекомендации (рис. 10.6), по которым оно, при скорости течения воды в камере, не превышающей 3 м/с, может быть уменьшено до значений $(1{,}5 \div 1{,}8) d_{тр}$.

Отмеченные в рекомендациях разногласия с большей очевидностью указывают на необходимость тщательного обоснования в каждом конкретном случае размеров водоприемных камер и схем расположения в них всасывающих трубопроводов. При проектировании крупных насосных станций обязательным является проведение модельных гидравлических исследований, с помощью которых форма прямоугольных в плане водоприемных камер может быть изменена с учетом индивидуальных особенностей станции (см., например, варианты I—III на рис. 10.5), что положительно сказывается на энергетических и кавитационных параметрах насосных агрегатов.

Особое внимание при проведении лабораторных исследований водоприемных камер крупных насосных станций должно уделяться изучению условий образования в них вихревых течений, вызывающих возникновение воронок, способствующих, в свою очередь, попаданию воздуха во всасывающие трубопроводы. Результаты лабораторных исследований, проводившихся в Братиславском институте водного хозяйства (рис. 10.7) и в ряде других научно-исследовательских организаций, показывают, что необходимое заглубление входного сечения всасывающего трубопровода под уровень воды в камере при заданном значении диаметра трубопровода не является постоянным, а зависит от скорости течения воды в трубопроводе или, говоря другими словами, от режима работы насоса.

Число всасывающих труб на насосных станциях I подъема, совмещенных с водозаборным сооружением, обычно принимают равным числу установленных насосов. При относительно большой длине всасывающих линий и при сложных дорогостоящих конструкциях водоприемных сооружений, что характерно для крупных насосных станций I подъема

раздельного типа, а также для насосных станций II подъема, оборудованных большим числом рабочих и резервных агрегатов, допускается меньшее число всасывающих труб, чем число насосов. Число всасывающих линий при этом на насосных станциях первого и второго класса надежности действия независимо от числа групп насосов, включая пожарные, должно быть не менее двух.

При выключении одной линии остальные должны быть рассчитаны на пропуск полного расхода для насосных станций первого и второго класса надежности действия и 0,7 расчетного расхода для станций третьего класса.

Устройство одной всасывающей линии допускается на насосных станциях третьего класса надежности действия или на противопожарных насосных станциях при установке одного рабочего пожарного насоса.

В отдельных случаях при экономическом обосновании насосные станции систем водоснабжения могут иметь число всасывающих линий, превышающее число установленных насосов. При числе всасывающих трубопроводов, меньшем числа установленных насосов, для обеспечения забора воды любым насосом трубопроводы объединяют коллектором с переключающими задвижками. На рис. 10.8, *а* показана схема подвода воды двумя всасывающими трубами к четырем насосам, при которой обеспечивается постоянная работа двух насосов во время ремонта любой трубы или задвижки, а на рис.10.8, *б* — схема коллекторного переключения трех всасывающих трубопроводов шести насосов, обеспечивающая при любых условиях постоянную работу четырех насосов. Из приведенных примеров видно, что устройство всасывающего коллектора значительно усложняет коммуникации и увеличивает размеры здания станции.

Над поверхностью земли всасывающие трубопроводы укладывают на опоры, при установке которых необходимо учитывать толщину слоя нарушенной структуры грунта и глубину промерзания. Расстояние между опорами определяется статическим расчетом трубы как неразрезной многопролетной балки.

Всасывающие трубопроводы, проходящие в траншеях, укладывают на подготовку толщиной 5—10 см из крупнозернистого песка, щебня или мелкого гравия. Наружную поверхность трубопроводов покрывают битумной гидроизоляцией и обвертывают строительной бумагой или мешковиной. Затем трубопроводы засыпают грунтом. В сложных геологических условиях или при размещении всасывающего трубопровода в теле плотины из местных материалов всасывающие трубопроводы укладывают в специальной галерее.

При использовании на насосных станциях в качестве основных агрегатов мощных ($Q > 2 м^3/с$) вертикальных центробежных и осевых насосов (типов В, О и ОП) подвод воды к ним для уменьшения потерь напора осуществляется с помощью изогнутых всасывающих труб. Число всасывающих труб в этом случае равно числу установленных насосов. Форма и размеры труб (рис. 10.9) устанавливаются заводом-изготовителем насосов.

§ 62. Напорные трубопроводы

Напорные трубопроводы транспортируют воду, находящуюся под давлением (напором), от насосов к очистным сооружениям, технологическим установкам или непосредственно к потребителю. В современной практике строительства водопроводных насосных станций применяют трубопроводы самых различных диаметров — от 0,1 до 8 м, рассчитанные на напор воды от нескольких метров до сотен метров. Схема компоновки, конструктивное решение и материал напорных трубопроводов помимо их назначения, размеров и протяженности в значительной степени зависят от расположения: внутри или вне здания насосной станции.

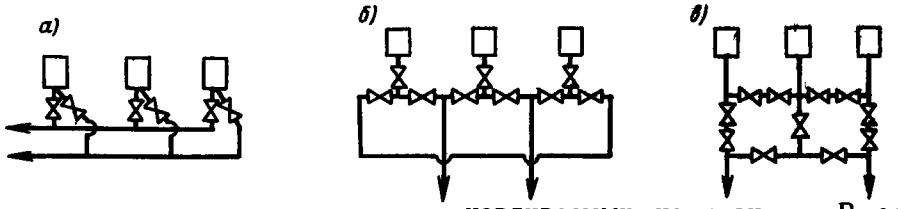


Рис. 10.10. Внутрисекционные коммуникации напорных трубопроводов

Внешние напорные трубопроводы, стоимость которых вследствие их большой протяженности (достигающей в ряде случаев 100 км и более), сложности прокладки трассы и обилия вспомогательных сооружений и оборудования может значительно превышать стоимость насосной станции, являются предметом специального изучения и в настоящем курсе не рассматриваются.

Внутристанционные напорные трубопроводы, как правило, оборудованные обратным клапаном, задвижкой и расходомером, предназначены для подачи воды от насосов к внешним напорным трубопроводам.

Обычно в системах водоснабжения устраивают два напорных трубопровода и только в редких случаях — три и более. Число устанавливаемых на станции насосов, таким образом, превышает число ниток трубопроводов, и поэтому возникает необходимость в устройстве сборного коллектора. Размещение задвижек на коллекторе и напорных трубопроводах (внутристанционных и внешних) должно обеспечивать возможность смены или ремонта любого из насосов, внешнего напорного трубопровода, обратных клапанов и задвижек при непрерывной подаче воды на хозяйственно-питьевые нужды в размере, предусмотренном классом надежности действия насосной станции.

На практике применяется много различных способов коллекторного переключения напорных трубопроводов внутри крупных водопроводных насосных станций. Так, схемы коммуникаций, показанные на рис. 10.8, обеспечивают постоянную работу двух и четырех насосов соответственно из четырех и шести, устанавливаемых на станции. В зависимости от числа агрегатов, типа основных насосов и класса надежности действия станции возможно большое число вариантов.

Практически полной бесперебойности в подаче воды можно добиться установкой двух коллекторов или применением кольцевой системы соединения насосов, как это показано на рис. 10.10. В системах, показанных на схемах *а* и *б*, можно ремонтировать любую из задвижек при отключении всего лишь одного насоса независимо от общего их числа. Еще большую бесперебойность в работе насосной станции обеспечивает схема *в*.

Рассмотренные схемы внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов с коллекторами с большим числом задвижек требуют значительного увеличения размеров здания насосной станции и, следовательно, приводят к удорожанию его строительной стоимости. Существенного уменьшения ширины здания можно добиться размещением арматуры насоса на вертикальном участке напорного трубопровода, в результате чего сборный коллектор оказывается расположенным значительно выше насосов (рис. 10.11). Неизбежное при этом увеличение высоты здания станции позволяет применять эту компоновку лишь для заглубленных насосных станций шахтного типа.

Для наземных и частично заглубленных насосных станций более приемлемым оказывается решение, при котором напорный коллектор с задвижками размещается в отдельном помещении, примыкающем к стене здания насосной станции (см. рис. 10.8, *б*).

Окончательный выбор схемы компоновки и размещения внутристан-

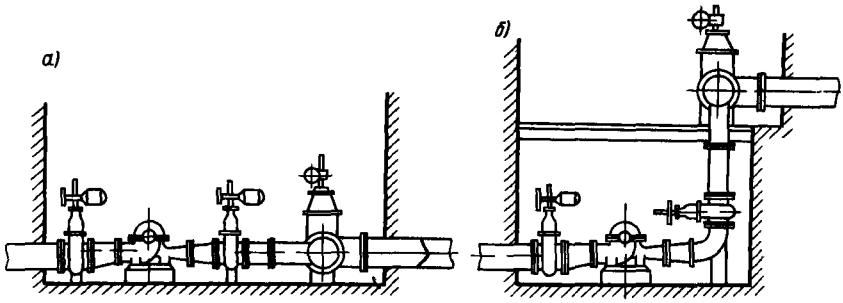


Рис. 10.11. Горизонтальная (*а*) и вертикальная (*б*) компоновки напорных внутрисекционных трубопроводов

ционных напорных трубопроводов должен производиться на основе технико-экономического сопоставления всех возможных вариантов.

Скорость движения воды в напорных внутристанционных трубопроводах принимают: 1—1,5 м/с для труб диаметром до 250 мм; 1,2—2 м/с для труб диаметром от 300 до 800 мм; 1,8—3 м/с для труб диаметром более 800 мм.

Во избежание больших гидравлических потерь скорость движения в напорных трубопроводах должна быть, строго говоря, не более 1,5 м/с. Однако для уменьшения диаметра задвижек, что при их большом числе благоприятно сказывается на стоимости внутристанционных коммуникаций, диаметр трубопроводов уменьшают, увеличивая скорость до 3 м/с. При выборе расчетных скоростей в рекомендуемом диапазоне необходимо учитывать, что в ряде случаев, например при содержании в воде взвешенных наносов, может оказаться экономически целесообразным увеличить диаметр трубопроводов. Общее правило, которое следует при этом соблюдать, заключается в плавном уменьшении скорости течения воды от напорного патрубка насоса до внешнего напорного трубопровода.

Трубопроводы внутри здания насосной станции обычно прокладывают из стандартных стальных труб с наваренными фланцами для соединения с фасонными частями и арматурой. Наружную поверхность труб после соответствующей подготовки окрашивают. Цвет краски для напорных и всасывающих линий должен быть различным.

§ 63. Расположение насосных агрегатов и определение основных размеров зданий насосной станции

Расположение насосных агрегатов и трубопроводов в здании насосной станции должно обеспечивать надежность действия основного и вспомогательного оборудования, а также удобство, простоту и безопасность его обслуживания. Оборудование обычно компонуют исходя из минимальной протяженности внутристанционных коммуникаций и с учетом возможности расширения станции в будущем.

Схема расположения агрегатов в здании насосной станции целиком и полностью определяется типом, размерами и числом основных насосов, а также формой машинного здания в плане.

Применительно к центробежным насосам с горизонтальным валом, устанавливаемым в машинном здании прямоугольной формы, наибольшее распространение получили следующие основные схемы расположения агрегатов:

а) однорядное расположение агрегатов параллельно продольной оси станции;

б) однорядное расположение агрегатов перпендикулярно продольной оси станции;

в) однорядное расположение агрегатов под углом к продольной оси станции;

г) двухрядное расположение агрегатов;

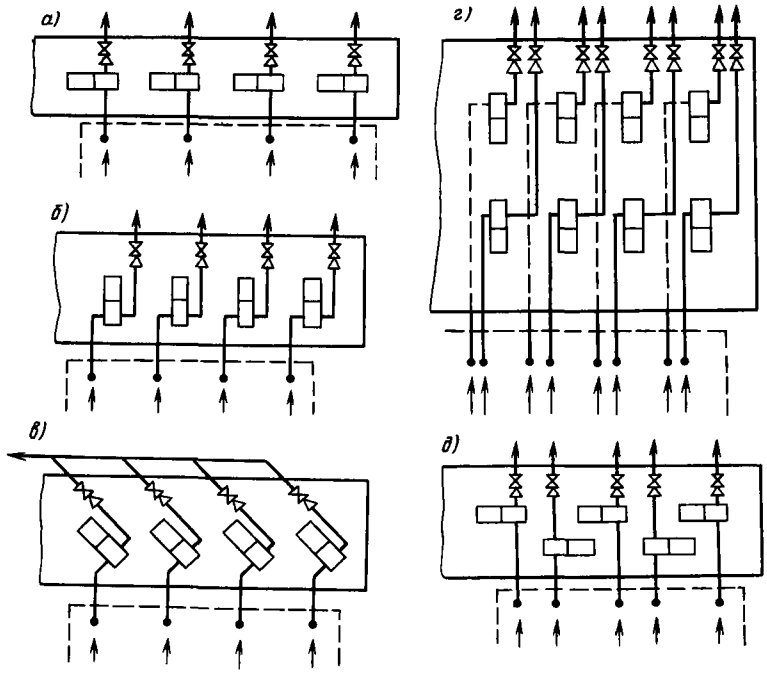


Рис 10 12 Расположение агрегатов с горизонтальными центробежными насосами

д) двухрядное расположение агрегатов в шахматном порядке.

Достоинствами однорядного расположения агрегатов параллельно продольной оси станции (рис. 10. 12, *а*) являются компактность размещения оборудования и небольшая ширина машинного здания. Особенно выгодна эта схема при применении двусторонних насосов, у которых всасывающая и напорная линии располагаются в плоскости, перпендикулярной оси насоса. Недостатком является большая длина здания насосной станции, поэтому применение этой схемы целесообразно при небольшом числе агрегатов.

К достоинствам второй схемы однорядного расположения агрегатов (рис. 10.12, *б*) следует отнести: компактность размещения оборудования, как и в первой схеме, и значительно меньшую длину машиниого здания. Особые преимущества имеет эта схема при применении насосов консольного типа, у которых всасывающая линия подходит к торцу насоса. Однако ширина машинного здания насосной станции при такой схеме расположения несколько увеличивается.

При однорядном расположении насосных агрегатов под углом к продольной оси здания станции (рис. 10.12, *в*), в известной мере, объединяются достоинства первых двух схем. За счет небольшого, по сравнению со второй схемой, увеличения длины здания можно существенно уменьшить его ширину.

Схема двухрядного расположения агрегатов (рис. 10.12, *г*) находит применение при большом числе агрегатов различного назначения и, следовательно, разных размеров. При таком расположении агрегатов значительно увеличивается пролет здания и усложняется коммуникация трубопроводов.

Шахматное двухрядное расположение агрегатов (рис. 10,12, *д*) применяется при большом числе крупных агрегатов. Размещение внутристанционных трубопроводов по этой схеме более компактно, чем по предыдущей. Кроме того, значительно сокращается площадь машинного зала, если электродвигатели в одном ряду установить с одной стороны от насосов, а в другом —

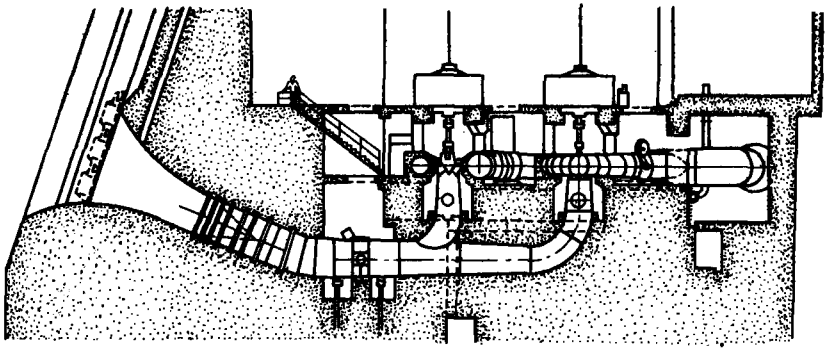


Рис. 10.13. Насосная станция I подъема Каши-эль-Жирба (Судан)

с другой стороны, что возможно лишь при разном направлении вращения насосов.

Для вертикальных центробежных насосов характерно однорядное расположение агрегатов вдоль продольной оси здания станции. При наличии на напорных трубопроводах большого числа арматуры можно несколько уменьшить ширину здания за счет косого присоединения их к сборному коллектору или к внешним напорным водоводам.

На рис. 10.13 показана мощная насосная станция, оборудованная вертикальными насосами большой подачи ($Q = 5$ м^3/с), установленными в два ряда, что позволяет уменьшить длину здания станции; присоединение двух насосов к одной всасывающей линии значительно упрощает схему внутристанционных коммуникаций и конструкцию водоприемника. Подобное решение может оказаться экономически целесообразным при большом числе агрегатов.

Осевые насосы в силу специфики их конструкции и больших размеров проточной части устанавливают независимо от расположения вала (горизонтального, наклонного или вертикального), как правило, в один ряд вдоль фронта водозабора.

Круглые в плане машинные здания типичны для заглубленных насосных станций. На таких станциях, совмещенных с водоприемником, наиболее целесообразным оказывается кольцевое расположение агрегатов. Особенности компоновки внутристанционных коммуникаций определяются схемой подвода воды к насосам (рис. 10.14): изнутри (схема *а*) или извне (схема *б*) здания. При раздельном расположении водозабора и здания станции насосные агрегаты могут быть расположены в один или несколько рядов (схема *в*), уступом (схема *г*) или радиально (схема *д*).

При любой схеме расположение насосных агрегатов в здании насосной станции должно обеспечивать полную их безопасность и удобство обслуживания, а также возможность монтажа и разборки насосов и электродвигателей.

Проход между агрегатами принимается не менее 1 м при установке электродвигателей напряжением до 1000 В и не менее 1,2 м при установке электродвигателей более высокого напряжения. Во всех случаях расстояние между неподвижными выступающими частями оборудования должно быть не менее 0,7 м. Расстояние от длинных сторон фундаментных плит насосных агрегатов до стен должно быть не менее 1 м. Насосы с неразъемным корпусом по горизонтальной плоскости, у которых вал с рабочим колесом при демонтаже выдвигается наружу по направлению оси насоса, следует устанавливать на расстоянии от стен или других агрегатов не менее чем длина вала насоса плюс 0,25 м (но не менее 0,8 м). Такое же расстояние должно быть установлено и для удобства демонтажа электродвигателей с горизонтальным валом. Проход между агрегатами и электрораспределительным щитом должен быть не менее 2 м.

В зданиях насосных станций, оборудованных небольшими насосами

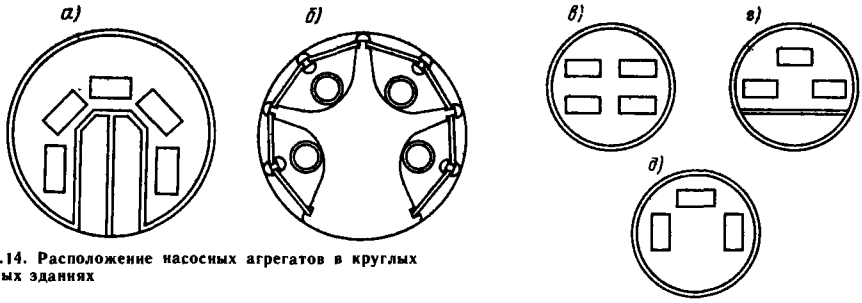


Рис. 10.14. Расположение насосных агрегатов в круглых машинных зданиях

с электродвигателями напряжением до 1000 В и диаметром напорного патрубка до 100 мм включительно, допускается установка агрегатов непосредственно у стен, а также установка двух агрегатов на одном фундаменте без прохода между ними, но с проходом вокруг них шириной не менее 0,7 м.

Некоторое (до 25—30%) уменьшение рекомендуемых размеров допускается при размещении оборудования в заглубленных насосных станциях с машинными зданиями шахтного типа.

Вспомогательные насосы (дренажные, осушительные, вакуум-насосы) обычно располагают в свободных местах машинного зала таким образом, чтобы это не вызывало увеличения размеров здания. Для таких насосов проход может быть оставлен только с одной стороны. Вакуум-насосы ввиду их малых размеров и периодичности работы могут быть установлены даже на кронштейнах на стенах машинного зала.

Щиты и пульты управления насосными агрегатами и задвижками располагают, как правило, на балконах или на площадках вдоль стен.

Размеры машинного здания станции в плане определяются после выбора схемы расположения насосных агрегатов и компоновки внутристанционных трубопроводов с учетом рекомендуемых расстояний между стенками зданий и элементами оборудования.

Так, ширина машинного здания представляет собой сумму длин участков трубопроводов, фасонных частей и арматуры на всасывающей и напорной линиях насоса, а также поперечного размера самого насоса. Длина прямоугольного машинного здания определяется проходами между торцовыми стенами и агрегатами, продольным размером самих агрегатов и расстояниями между ними.

При определении размеров машинного здания насосной станции, оборудованной вертикальными насосами, не следует забывать, что над насосным помещением находится зал электродвигателей, размеры которого определяются габаритами двигателей и расстоянием между ними, расположением люков в полу зала, размещением электрооборудования и габаритами крана. Поэтому линейные размеры подземной части необходимо увязывать с линейными размерами верхнего помещения.

В зданиях насосных станций, оборудованных крупными насосными агрегатами, должно быть предусмотрено место для так называемой монтажной площадки, на которой ремонтируют насосы и электродвигатели. Монтажную площадку обычно устраивают в торце здания на уровне поверхности земли. Размеры площадки в плане определяются габаритами насосов, электромоторов и транспортных средств, а также расстоянием максимального приближения крюка грузоподъемного механизма к боковым и торцовой стенам здания. Вокруг оборудования и транспортных средств, находящихся на монтажной площадке, должен быть оставлен проход шириной не менее 0,7 м.

Высота машинного здания насосной станции представляет собой сумму высот подземной части и верхнего строения.

Высота подземной части здания насосной станции заглубленного типа зависит главным образом от расположения рабочего колеса насоса

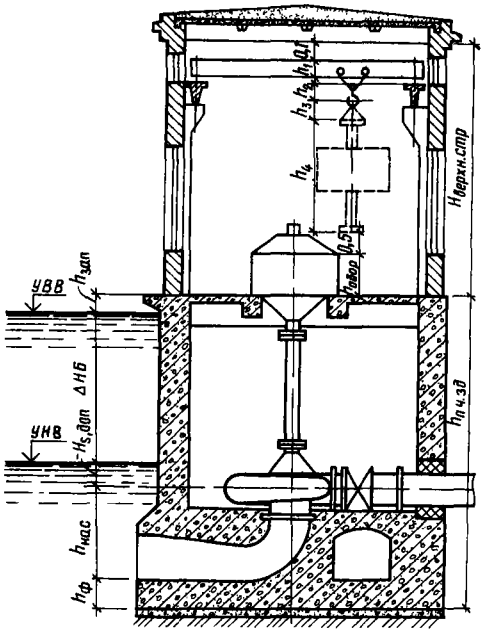


Рис 10.15. К определению высоты здания насосной станции

по отношению к минимальному уровню воды в источнике илн в водоприемной камере, определяемого, в свою очередь, допустимой геометрической высотой всасывания или требуемым подпором. В общем случае (рис. 10. 15) она может быть определена по формуле·

$$h_{п\,ч} \geqslant h_ф + h_{нас} \pm H_{s\,доп} + \Delta НБ + h_{зап}, \quad (10\ 1)$$

где $h_ф$ — толщиина фундаментной плиты, определяемая статическим расчетом (обычно 0,8—1,5 м), $h_{нас}$ — высота иасоса от верха фундаментной плнты до осн рабочего колеса; $H_{s,доп}$ — допустимая геометрическая высота всасывания (знак плюс прнннмается при установке насоса с подпором), ΔНБ — максимальная амплитуда колебанний уровней воды в источнике (водоприемной камере); $h_{зап}$ — необходимое превышение отметки пола верхнего строения над максимальным уровнем воды в источнике нли в водоприемной камере

Следует сказать, что мощные приводные электродвигатели вертикальных насосов типов В, О и ОП для предотвращения их затопления при авариях всегда устанавливаются выше максимального уровня воды в источнике или в водоприемной камере. Это обстоятельство зачастую приводит к необходимости сооружения подводной части машинного здания большой высоты.

Высота верхнего строения, не оборудованного подъемными механизмами, в зданиях насосных станций незаглубленного типа должна быть не менее 3 м. В зданиях станций, оборудованных стационарными грузоподъемными механизмами, высоту верхнего строения определяют расчетом.

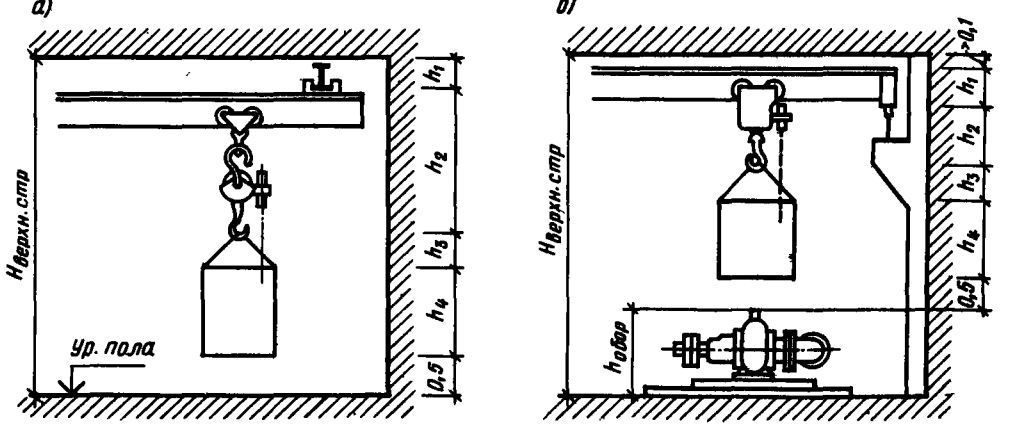
Помещение, оборудованное подвесной кран-балкой (рис. 10.16, *а*), должно иметь высоту

$$H_{в\,стр} \geqslant h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + 0{,}5, \quad (10.2)$$

где h_1 — высота монорельса кран-балки с учетом конструкции крепления его к перекрытию; h_2 — мнннмальная высота от крюка до низа монорельса, h_3 — высота строповки груза (прнннмается равной 0,5—1 м); h_4 — высота груза; 0,5 — мнннмальная высота от груза до пола или до установленного оборудования, м

Если при транспортировании груза на монтажную площадку его необходимо проносить над установлен-

Рис. 10.16. К определению высоты верхнего строения зданий насосных станций



ным оборудованием (рис. 10.16 *б*), то в формулу (10.2) вводится дополнительно высота этого оборудования $h_{об}$.

Верхнее строение насосной станции, оборудованной мостовым краном (см. рис. 10.16), должно иметь высоту

$$H_{в\,стр} \geqslant h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + 0{,}5 + h_{об} + 0{,}1, \quad (10.3)$$

где h_1 — высота крана над головкой подкранового рельса, h_2 — минимальная высота от крюка крана до головкн рельса; 0,1 — минимальное расстояние по высоте от низа перекрытия до верха балки или грузовой тележки крана, м

Если груз (насос, электродвигатель и т. д.) доставляется непосредственно на монтажную площадку насосной станции, то для возможности его погрузки и выгрузки высота верхнего строения, подсчитанная по формулам (10.2) и (10.3), должна быть увеличена на высоту от пола до грузовой платформы.

Окончательные размеры машинного здания насосной станции как в плане, так и по высоте устанавливаются технико-экономическми расчетами и обязательно увязываются с унифицированными размерами конструкций производственных помещений, предусмотренными СНиП.

§ 64. Подземная часть здания насосной станции. Фундаменты и опорные конструкции

Подземная часть здания. В зависимости от типа насосной станции, компоновки оборудования и величины заглубления подземная часть здания может иметь различную конструкцию. В большинстве случаев подземная часть здания выполняется из монолитного бетона и железобетона, реже из сборных элементов, поскольку помимо трудности унификации отдельных элементов подземной части станции довольно сложно обеспечить водонепроницаемость сборной конструкции, имеющей большое число стыков.

Расчет подземной части ведут на прочность и общую устойчивость. Действующие силы и нагрузки, равно как и коэффициенты запаса, определяют в зависимости от класса капитальности сооружеиия, согласно действующим техническим условиям и нормам проектирования гидротехнических сооружений

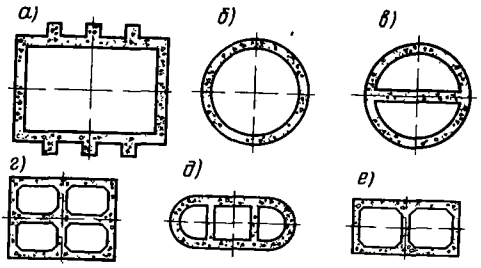


Рис. 10.17 Формы подземиой части зданий заглубленных насосных станций

Прн небольшом заглублении и строительстве подземной части в открытом котловане обычно отдают предпочтение прямоугольной в плане форме здания как обеспечивающей наиболее удобную при эксплуатации компоновку трубопроводов и оборудования. Для облегчения напряженного состояния конструкцин и уменьшения объема бетона вертикальные стены (при больших пролетах строения) усиливают внутренними поперечными балками, внешнимн пилястрамн или контрфорсами (рис 10 17, *а*)

При большом заглублеиии переходят на цилиндрическую конструкцию подземной части (рис. 10 17, *б*), которая при необходимости может быть усилена поперечной диафрагмой (рис 10.17, *в*) При большом числе мощных агрегатов, определяющем значительную протяженность здания, находят применение сотовые (рис 10 17, *г*), эллиптические (рнс 10 17, *д*) и ячеистые (рис 10 17, *е*) конструкции Такие формы подземной части позволяют вести строительство опускным способом с непрерывным бетонированием стен

Подземная часть зданий блочного типа практически всегда имеет прямоугольную форму, так как она обеспечивает эффективное расположение мощных вертикальных насосов, подвод воды к которым осуществляется крупногабаритными изогнутыми всасывающими трубами

Подземная часть здания насосной станции должна иметь надежное основание При грунтах, обладающнх достаточной несущей способностью, под здание станции укладывают сначала подготовку из гравия или из щебня слоем 5—10 см, втрамбованного в грунт и выравнивающего поверхность основания, затем слой тощего бетона М40—М60 толщиной 15—20 см н сверх бетона гидронзоляционный слой из асфальта толщиной 2—3 см, армированного сеткой из проволоки 5—6 мм с шагом 20—30 см, предохраняющей асфальт от выдавлнвання. При слабых грунтах применяют различные контрукции фундаментов· свайные, опускные колодцы, столбчатые и др

Для борьбы с фнльтрацией воды наружную поверхность стеи подземной части здания насосной станции на 0,5 м выше максимального горизоита воды покрывают битумной гидроизоляцией Поверхности, не засыпаемые грунтом, покрывают двумя слоями торкрета с затиркой и железнением, стены, засыпаемые грунтом, покрывают двумя-тремя слоями нефтебитума, растворенного в бензиие, а

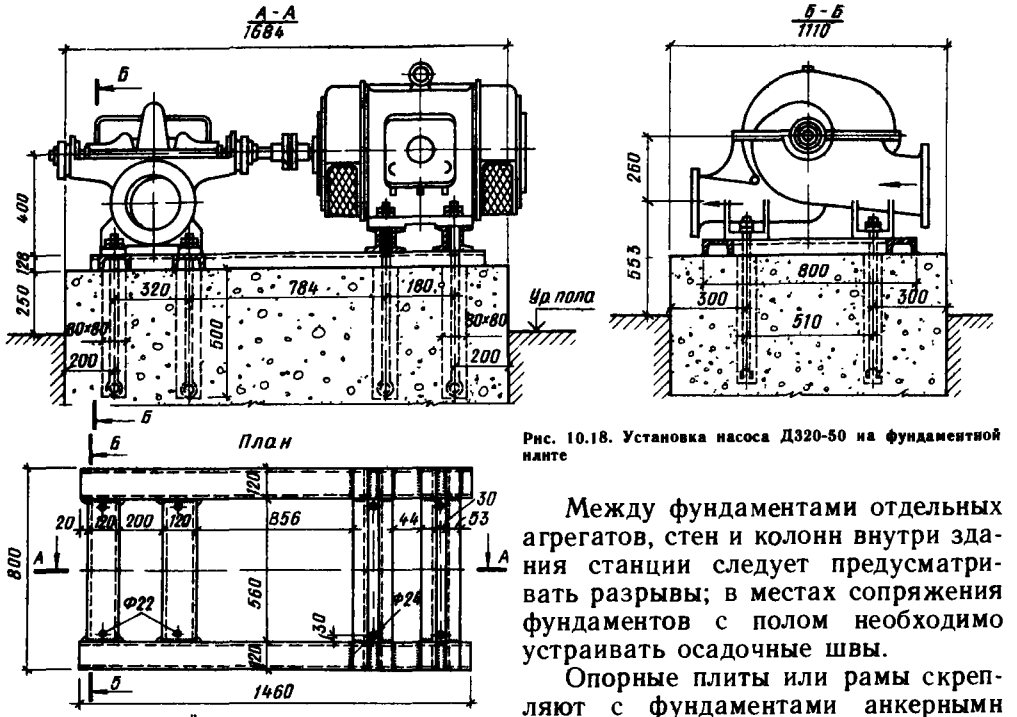


Рис. 10.18. Установка насоса Д320-50 на фундаментной плите

затем мешковиной или рулоиным материалом. Внутренние поверхности подземной части здания насосиой станцнн штукатурят и окрашивают влагоустойчивымн краскамн.

Фундаменты. Горизонтальные центробежные насосы типа К с электродвигателями обычно монтируют иа общей чугунной плите заводского изготовления, более мощные насосы (типа Д и многоступенчатые) — на рамах, изготовляемых из прокатной стали непосредственно на месте.

В наземных и частично заглубленных насосных станциях агрегаты устанавливают на отдельных фундаментах (рис. 10.18). Ширину и длину фундамента принимают на 10—15 см больше ширины и длины плиты или рамы, на которой смонтированы насос и приводной электродвигатель.

Глубина заложения фундамента зависит от расположения всасывающих и напорных трубопроводов и определяется вычислениями с учетом структуры грунта основания. В любом случае она должна быть не менее 50—70 см, а также не менее глубины заложения фундаментов соседних агрегатов. Высоту фундамента над уровнем чистого пола машинного зала принимают не менее 10 см.

Между фундаментами отдельных агрегатов, стен и колонн внутри здания станции следует предусматривать разрывы; в местах сопряжения фундаментов с полом необходимо устраивать осадочные швы.

Опорные плиты или рамы скрепляют с фундаментами анкернымн болтами, гнезда которых заделывают бетоном после тщательной проверки правильности установки агрегата. На верхней поверхности фундаментов предусматривают бортики, желобки и трубки для сбора и отвода воды, просочившейся через сальники насосов. При установке агрегата на плите особое внимание должно быть обращено на точность совпадения осей валов насоса и электродвигателя, так как неправильная установка влечет за собой перегрузку двигателя и быстрый износ подшипников. Лапы корпусов насоса и электродвигателя крепят к плите или к раме короткими болтами, которые остаются незалитыми, что дает возможность легко демонтировать агрегат.

В заглубленных насосных станциях шахтного типа фундаменты под насосные агрегаты могут быть конструктивно выполнены заодно с монолитной бетонной плитой, образующей основание подземной части машинного здания.

Вертикальные центробежные насосы типа В устанавливают непосредственно на бетонной поверхности блока подводной части машинного

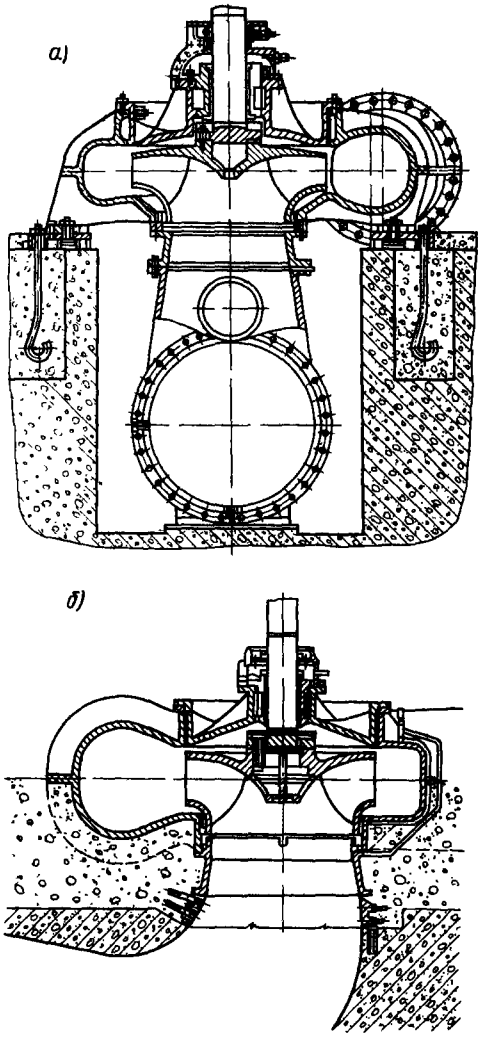
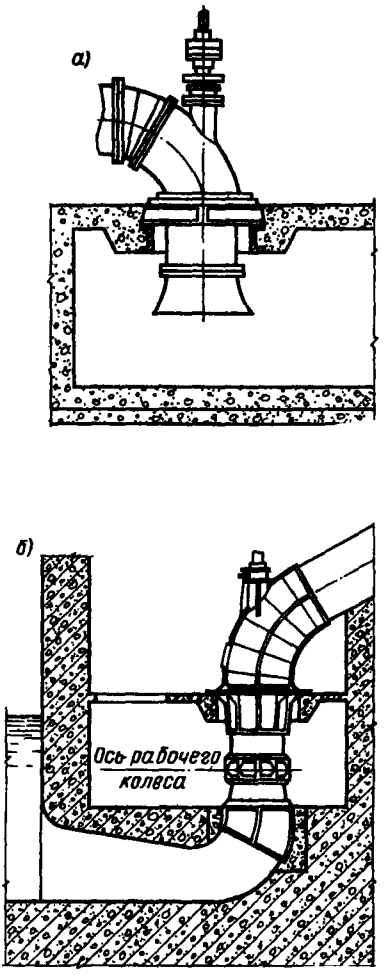


Рис. 10.19. Установка вертикальных центробежных насосов типа В



здания или массивного железобетонного перекрытия, отделяющего насосные помещения от водоприемной камеры. У насосов 600 В-1, 6/100 А, 800 В-2,5/100 А, 800 В-2,5/ /40 и 1000 В-4/63 А опорные лапы корпуса крепят к бетону анкерными болтами (рис. 10.19, *а*). Корпус более мощных насосов устанавливают в углублении и до половины заливают штрабным бетоном (рис. 10.19, *б*).

Установка осевых вертикальных насосов типов О и ОП определяется

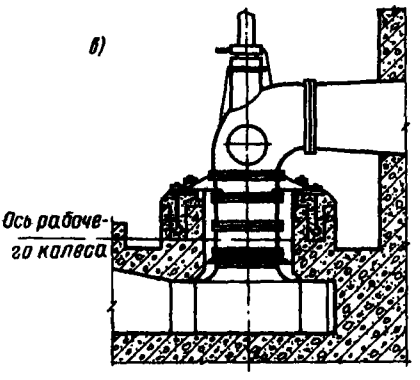


Рис. 10.20. Установка вертикальных осевых насосов типов О и ОП

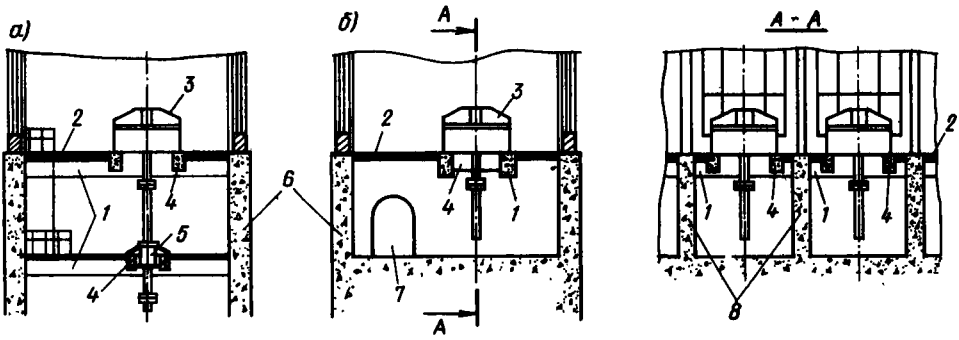


Рис. 10.21. Опорные конструкции электродвигателей вертикальных насосных агрегатов

1—главные балки, *2*—плиты междуэтажного перекрытия; *3*—приводные электродвигатели; *4*—второстепенные балки, *5*—промежуточный подшипник, *6*—продольные стены подземной части здания, *7*—проход в поперечной стене; *8*—поперечные стены подземной части здания

в основном их размерами. Опорный фланец малогабаритных насосов с рабочим колесом диаметром до 870 мм включительно замоноличивают в перекрытие, отделяющее водоприемную камеру от внутреннего помещения машинного здания станции (рис. (10.20, *а*). Корпус насосов с диаметром рабочего колеса 1100—1450 мм с помощью кронштейнов опирается на два массивных бетонных фундамента (рис. 10.20, *б*). Крупные осевые насосы с рабочими колесами диаметром 1850 и 2600 мм крепят к промежуточному перекрытию, опирающемуся на балки или на вертикальные стены, идущие поперек здания станции (рис. 10.20, *в*).

Опорные конструкции. Приводные электродвигатели вертикальных центробежных насосов устанавливают обычно на междуэтажном перекрытии, отделяющем подземную часть машинного здания станции от его верхнего строения. При относительно небольшой мощности двигателей (до 800—1000 кВт) это перекрытие выполняется в виде монолитной ребристой конструкции (рис. 10.21, *а*). Главные железобетонные балки, на которые опираются электродвигатели, идут поперек здания насосной станции и защемляются в стенах подземной части; второстепенные балки идут вдоль здания как неразрезные по главным балкам.

Размеры балок определяются расчетом. Высота второстепенных балок зависит от их статической прочности и длины фундаментных болтов электродвигателя, которая указана в установочных чертежах. Толщина плиты перекрытия обычно равна 12—15 см.

При большой мощности, а следовательно, габаритах и массе приводных электродвигателей междуэтажное перекрытие выполняют в виде рамной конструкции (рис. 10.21, *б*). Мощные главные балки идут вдоль здания насосной станции и опираются на вертикальные железобетонные стены, устанавливаемые поперек подземной части здания на всю его высоту. Для очень крупных осевых агрегатов устанавливают опоры, представляющие собой пустотелые параллелепипеды с отверстиями для возможности обслуживания отдельных узлов насоса.

В глубоких подземных зданиях насосных станций шахтного типа на валу, соединяющем насосы с двигателем, устанавливают не реже чем через 3—3,5 м промежуточные радиальные подшипники, число которых определяется длиной вала. Опорами промежуточных подшипников являются железобетонные балки, идущие в поперечном направлении (см. рис. 10.21, *а*). На этих же балках устраивают служебный мостик для обслуживания подшипников. Балки для промежуточных подшипников усиливают жесткость стен подземной части здания насосной станции и часто служат опорами напорного коллектора, располагаемого на некоторой высоте от пола насосного помещения. Кроме того, там устраивают вентиляторные камеры.

§ 65. Верхнее строение здания насосной станции

К верхним строениям зданий насосных станций, как и ко всем промышленным зданням вообще, предъявляются следующие требования: технологические, или функциональные; технические; архитектурно-композиционные; экономические.

К технологическим относятся требования: к пространству, размеры которого должны быть достаточными, чтобы разместить технологическое и подъемно-транспортное оборудование и обеспечить нормальные условия для его эксплуатации; к воздушной среде и световому режиму, обеспечивающим здоровые условия труда и сохранность технологического оборудования; к акустическому режиму, обеспечивающему требуемый уровень шума как для обслуживающего персонала, так и для окружающих.

К техническим относятся требования: к прочности и устойчивости строительных конструкций зданий, зависящих от применяемых материалов, типов конструкций и действующих на них нагрузок; к взрывной и пожарной опасности; к санитарно-техническому и инженерному оборудованию здания.

Архитектурно-композиционные решения зданий насосных станций должны учитывать: градостроительные требования, если насосная станция возводится в системе городской застройки; требования к архитектуре здания, предполагающие выразительное, привлекательное по внешнему облику решение каждого здания или сооружения, входящего в состав насосной станции; требования к интерьеру, который, как и внешний вид здания, должен быть привлекательным, создавать по всем своим показателям среду, соответствующую условиям производительного труда.

Наконец, к экономическим требованиям относятся экономичность объемно-планировочных, конструктивных и архитектурно-художественных решений.

Верхнее строение, или наземная часть здания, состоит из машинного зала, помещений для электрических устройств, административных и бытовых помещений. В зависимости от подачи насосной станции, числа агрегатов и общей схемы компоновки сооружений весь этот комплекс помещений может располагаться в одном здании или в отдельных самостоятельных зданиях. По назначению помещения делят на основные и вспомогательные. Основным помещением здания насосной станции является машинный зал. В наземных зданиях станции в машинном зале располагаются насосные агрегаты, а в заглубленных зданиях при вертикальной компоновке агрегатов — приводные электродвигатели насосов.

Машинный зал обычно имеет форму прямоугольника и может достигать большой длины. Проектируется этот зал одноэтажным, двухсветным. Для сообщения с подземной частью здания в полу машинного зала устраиваются лестницы и люки. В торце машинного зала, со стороны въездных ворот, обычно устраивают монтажную площадку, размеры которой в плане определяются габаритами оборудования или транспорта и максимальным приближением крюков подъемно-транспортных механизмов. При общей длине здания более 40 м и размещении в нем пяти и более вертикальных насосов с подачей, превышающей 5 $м^3/с$, допускается устройство двух монтажных площадок. Вторая монтажная площадка обязательна, если длина здания превышает 60 м и в нем установлено восемь и более насосов. В то же время от устройства монтажной площадки допустимо отказаться, если для проведения монтажа и ремонта оборудования можно использовать проходы между агрегатами или гнезда немонтируемых агрегатов.

В небольших зданиях насосных станций с двумя-тремя агрегатами электротехническое оборудование располагают непосредственно в машинном зале. При увеличении числа

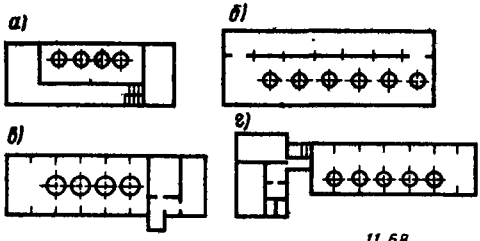
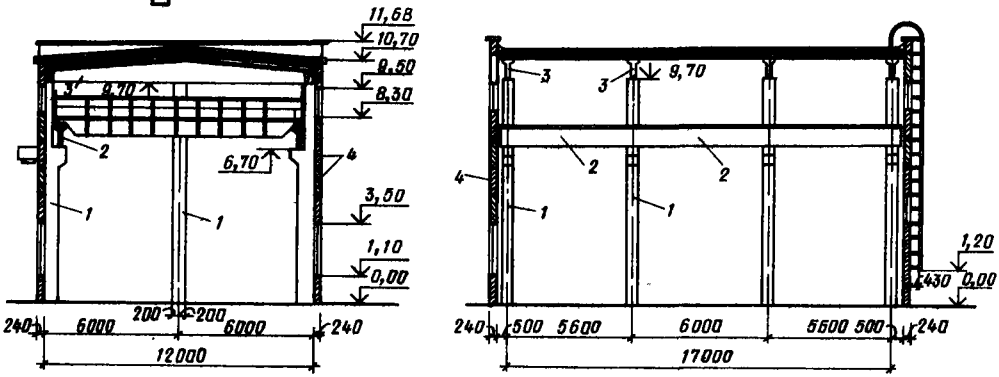


Рис. 10.22. Компоновка вспомогательных помещений в здании насосной станции

а—встроенные; *б*—пристроенные вдоль машинного зала, *в*—пристроенные в торце, *г*—в отдельном блоке с переходом

Рис. 10.23. Верхнее строение здании насосной станции каркасной конструкции

1—колонны, *2*—подкрановые балки, *3*—фермы перекрытия; *4*—стеновые блоки



агрегатов и их мощности на малых насосных станциях в объеме машинного зала для щитов управления, аппаратуры автоматики и обслуживающего персонала проектируют (рис. 10.22, *а*) несколько небольших помещений.

На крупных насосных станциях для помещений распределительных устройств, а также для бытовых и административных помещений выделяют вспомогательный блок, который располагают обычно вдоль машинного зала со стороны напорных трубопроводов (рис. 10.22, *б*) или в торце машинного зала (рис. 10.22, *в*). На очень мощных насосных станциях все вспомогательные помещения размещают в отдельно стоящем здании (рис. 10.22, *г*).

Одним из основных требований современного индустриального строительства является максимальная унификация технических решений зданий с использованием стандартных изделий, поэтому габариты верхнего строения здания должны помимо технологических требований удовлетворять правилам назначения и координации размеров в соответствии с единой модульной системой, принятой в строительстве.

Верхнее строение водопроводной насосной станции представляет собой, как правило, обычное промышленное здание, которое в зависимости от размеров и грузоподъемности подъемно-транспортных средств может быть бескаркасной или каркасной конструкции.

Бескаркасную конструкцию чаще всего выполняют из кирпичной кладки, а иногда из сборных бетонных или кирпичных монолитных блоков. При высоте стен до 6 м и массе самой тяжелой детали до 3000 кг толщина стен принимается в два кирпича. Монорельсы тельферов и продольные пути кран-балок подвешивают к балкам перекрытия. Если в здании насосной станции устанавливается более тяжелое оборудование (масса монтажной единицы до 5000 кг), стены выполняют в два кирпича с выступающими внутрь здания на полтора кирпича пилястрами, которые служат опорами для подкрановых балок. На уровне основания подкрановых балок и выше стены выкладывают в полтора кирпича, с тем чтобы можно было разместить подкрановые балки.

Каркасную конструкцию верхнего строения применяют в зданиях крупных насосных станций, когда масса самой тяжелой детали превышает 5000 кг. Несущий каркас здания

(рис. 10.23) состоит из системы колонн, на которые опираются фермы перекрытия и подкрановые балки. Балки и колонны могут быть выполнены только из металла, монолитного или сборного железобетона либо из их различных сочетаний. Применение металлических колонн или колонн из сборного железобетона позволяет быстрее ввести в действие кран и начать монтажные работы внутри здания. Расстояние между колоннами зависит от размеров здания и грузоподъемности крана и выбирается с учетом требований СНиП. Во всех случаях, однако, необходимо, чтобы длина подкрановых балок была постоянной по всей длине здания. Обязательна также установка колонн в углах здания и сдвоенных колонн в местах разрезки здания деформационными швами. Пространство между колоннами заполняется более легкими материалами — кирпичом, блоками или стеновыми панелями. Каркас устанавливают таким образом, чтобы с наружной стороны он был защищен стенами толщиной не менее половины кирпича, для чего иногда делают защитные наружные пилястры.

Кровлю верхнего строения выполняют, как правило, из сборных железобетонных плит толщиной до 300 мм с утеплением из шлака или из пенобетона. Верхнее рулонное покрытие укладывают по цементной стяжке толщиной 20—30 мм.

Полы устраивают с различным покрытием: в машинном зале — из метлахской плитки или асфальтовые, на монтажной площадке — асфальтовые, в помещениях распределительных устройств — цементные или ксилолитовые, в служебных помещениях — деревянные.

Окна в стенах верхнего строения крупных насосных станций устраивают обычно в два ряда — выше и ниже подкрановых балок. Согласно действующим санитарным нормам проектирования промышленных предприятий, общая площадь оконных проемов должна составлять не менее 1/8 площади пола машинного здания.

Размер ворот для въезда на монтажную площадку назначают в зависимости от габаритов транспортных средств и транспортируемых деталей. Ворота должны быть утеплены. Для прохода в здание насосной станции в воротах предусматривают дверь, так как ворота обычно закрыты. Других входов в здание насосной станции делать не рекомендуется, за исключением отдельных входов в помещения электрического хозяйства.

В верхнем строении здания насосной станции для производства мелкого ремонта следует предусматривать мастерскую или место для установки верстака и необходимого механического оборудования. Необходимо также устраивать помещение для эксплуатационного персонала (дежурных, ремонтных бригад), шкафчики для хранения одежды и санитарный узел.

Здания водопроводных насосных станций первого и второго классов надежности действия должны удовлетворять требованиям соответственно I и II степени огнестойкости. Насосная станция, блокируемая с другими производственными помещениями, должна быть отделена от них несгораемыми ограждающими конструкциями.

Помимо закрытых зданий с размещением внутри машинного зала подъемно-транспортных средств, обеспечивающих все монтажные операции, в практике строительства насосных станций применяются полуоткрытые здания с пониженным машинным залом, обслуживаемым козловым краном необходимой грузоподъемности. В перекрытии пониженного верхнего строения над агрегатами предусматриваются монтажные люки со съемными или раздвижными крышками.

В отдельных случаях при соответствующем обосновании допускается устанавливать насосные агрегаты без верхнего строения. В зданиях насосных станций шахтного типа с достаточным заглублением, где в подземной части можно разместить все основное и вспомогательное оборудо-

вание, наземное строение устраивают только над монтажной площадкой для разгрузки оборудования и сообщения с подземной частью здания.

§ 66. Насосные станции I подъема

Для обеспечения необходимой высоты всасывания насосов станции I подъема, использующие в качестве источника водоснабжения открытые водоемы, приходится обычно заглублять в землю. Расширение заглубленных насосных станций связано с большими трудностями. Поэтому их здания строят сразу таких размеров, чтобы в дальнейшем можно было разместить дополнительное оборудование.

На рис. 10.24 показана насосная станция раздельного типа, являющаяся станцией I подъема в схеме водоснабжения крупного населенного пункта. Станция оборудована тремя насосами Д630-90, из которых два являются рабочими и один — резервным. Фундаменты насосных агрегатов выполнены таким образом, что позволяют при необходимости заменить насосы на более мощные — Д1250-65 или даже Д1600-90.

Вследствие значительных колебаний горизонтов воды в водоисточнике (до 6 м) здание станции заглублено под уровень земли таким образом, чтобы высота всасывания насосов (с учетом гидравлических потерь в подводящих водоводах) при минимальных отметках горизонтов воды в источнике не превышала допустимой величины. Для заливки насосов перед пуском установлены два вакуум-насоса ВВН-0,75. Насосное помещение оборудовано кран-балкой грузоподъемностью 3 т с ручным управлением.

Водозаборное сооружение станции, расположенное в русле реки, состоит из двух изолированных друг от друга камер. Крайние насосы забирают воду из каждой камеры с помощью индивидуальных всасывающих трубопроводов, а к среднему (резервному) агрегату вода для повышения надежности действия подводится по двум трубопроводам из обеих камер.

Благодаря раздельной компоновке водозаборного сооружения и насосной станции конструкция машинного здания чрезвычайно проста. Небольшое число агрегатов обусловливает минимальную длину внутристанционных коммуникаций.

На рис. 10.25 изображена типовая насосная станция с комбинированным водозабором, разработанная институтом Союзводоканалпроект. В зависимости от положения уровня воды в источнике забор воды осуществляется через четыре входных окна или через затапливаемый русловый оголовок и самотечные водоводы. В здании станции установлено четыре насосных агрегата с насосами двустороннего входа марки Д6300-27 (32Д-19) с суммарной подачей 26200 $м^3$/ч при напоре 27 м.

Подземная часть здания насосной станции представляет собой монолитный железобетонный колодец внутренним диаметром 21 м. Строительство подземной части осуществлялось опускным способом с применением водопонижения и выборкой грунта из-под ножа средствами гидромеханизации.

Вода насосами через всасывающую трубу забирается из двух водоприемных камер, отделенных от насосного помещения поперечной диафрагмой и оборудованных вращающимися водоочистными каркасными сетками с внутренним подводом воды. Все насосы присоединены к напорному коллектору, расположенному в подземной части здания и соединенному с помощью вертикальных стояков с двумя внешними напорными трубопроводами.

Для производства монтажных работ помещение сороудерживающих сеток оборудовано подвесной кран-балкой грузоподъемностью 5 т, а насосное помещение — радиальной кран-балкой грузоподъемностью 10 т. Для спуска и подъема оборудования на поверхность имеется тельфер грузоподъемностью 10 т с монорельсом для него в наземном павильоне.

Верхнее строение предусматривается прямоугольным в плане, одно- или двухэтажным в зависимости от

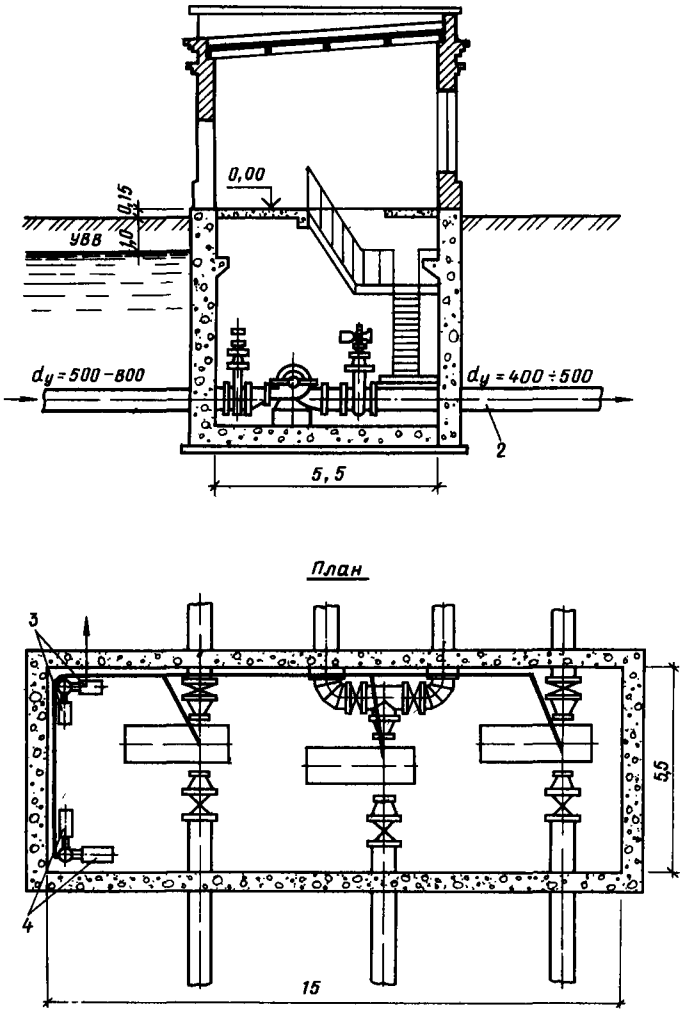


Рис 10.24 Насосная стаяция I подъема раздельного тина

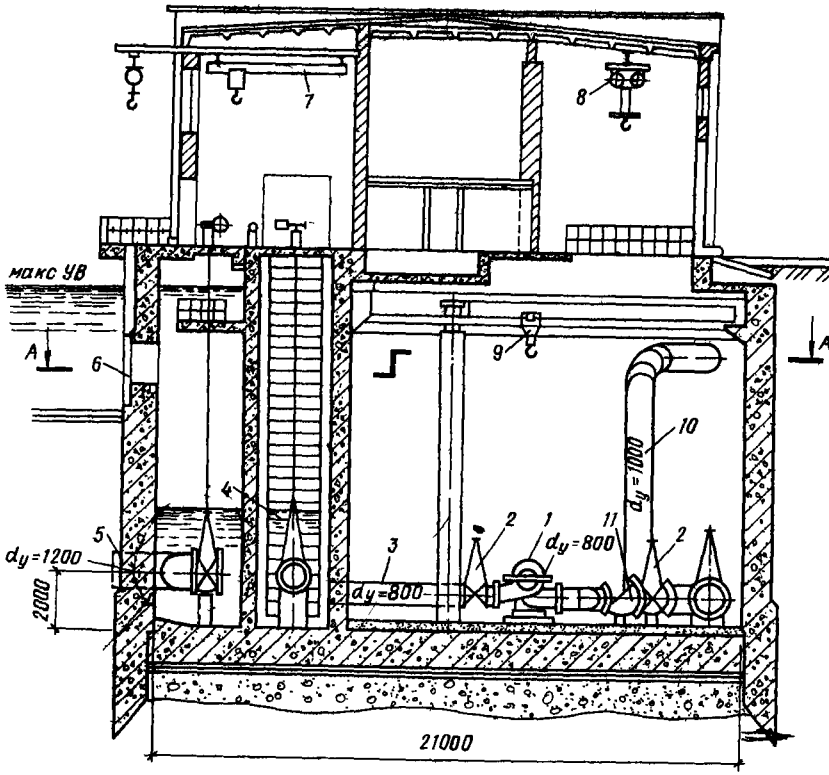
1—всасывающий трубопровод; *2*—напорный трубопро вод; *3*—дренажные насосы, *4*—вакуум-насосы

того, можно ли по габаритам подземной части расположить в ней электрораспределительное устройство высокого напряжения.

Насосные станции I подъема подобной конструкции применяются для коммунального и промышленного водоснабжения и рекомендуются для строительства на равнинных реках с амплитудой колебания уровней воды до 10 м в средних и южных районах, исключая сейсмические районы.

Отмечая компактность компоновки и экономичность рассмотренного проектного решения в целом, нельзя, тем не менее, не отметить, что большая теснота и отсутствие монтажной площадки в насосном помещении в значительной мере затрудняют эксплуатацию станции. Придание водоприемным камерам полигонального очертания (рис. 10.26, *а*) или размещение водоприемника в виде колодца в центре подземной части (рис. 10.26, *б*) позволяет увеличить на 15—20% полезную площадь насосного помещения, однако неизбежное при этом кольцевое расположение насосных агрегатов усложняет внутристанционные коммуникации.

Увеличение высоты подъема сверх 100—120 м требует использования в схемах насосных станций много-


макс УВ
А
А
6
7
8
9
10
11
4
5
3
2
1
2
d_y=1200
d_y=800
d_y=800
d_y=1000
2000
21000

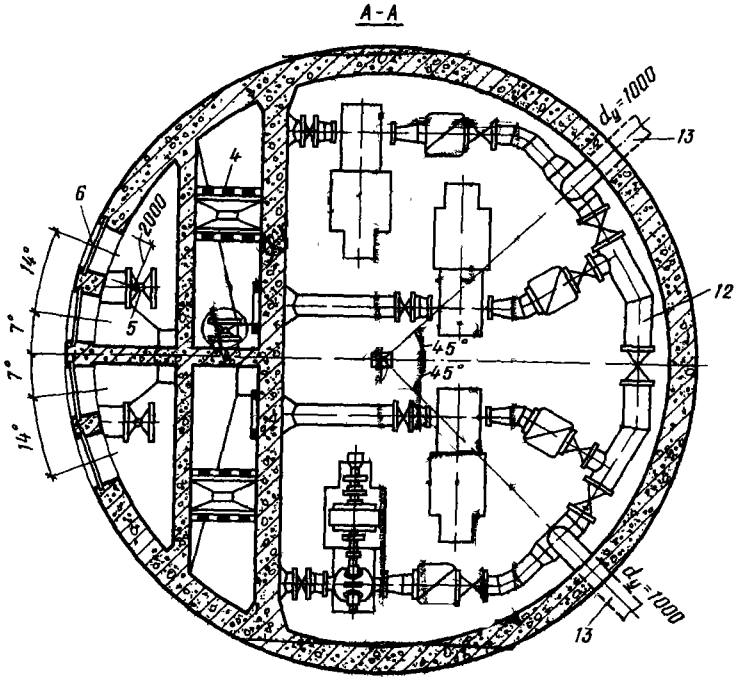

А-А
d_y=1000
13
12
4
6
2000
14°
7°
5
7°
14°
45°
45°
d_y=1000
13

Рис. 10.25. Насосная станция с комбинированным водозабором

1—насосы; *2*—задвижки, *3*—всасывающая труба; *4*—каркасные сетки; *5*—самотечные водоводы, *6*—входные окна, *7*—подвесная кран-балка, *8*—тельфер, *9*—радиальная кран-балка, *10*—вертикальные стояки, *11*—обратные клапаны, *12*—напорный коллектор; *13*—внешние напорные трубопроводы

ступенчатых центробежных насосов, в том числе и с горизоитальным расположением вала. В качестве примера на рис. 10.27 изображена насосная станция I подъема системы водоснабжения Штутгарта (ФРГ). Станция забирает воду из оз. Бодензее и подает ее на очистные сооружения, расположенные на высоте более 300 м над уровнем воды в озере. На станции установлены два агрегата (№№ 1 и 6) с двухступенчатыми насосами фирмы «Фойт» с подачей по 1,5 м^3/с каждый при напоре 315 м и четыре агрегата (№№ 2—5) с подачей по 2 м^3/с при напоре 330 м. Суммарная подача стаиции таким образом составляет 11 м^3/с, установленная электрическая мощность равна 35 МВт.

Здание насосной станции — заглубленного типа, расположено отдельно на расстоянии более 400 м от водозаборного сооружения. Вода к здаиию подводится двумя самотечными трубопроводами диаметром по 1300 мм, заканчивающимися железобетоиными напорными водоводами корытообразного очертания. Насосы установлены двумя группами по три агрегата в двух отдельных насосных помещениях. Каждая группа насосов подключена к самостоятельному трубопроводу. На всасывающих линиях насосов установлены дисковые затворы диаметром 1200 мм с ручным управлением. Насосы подключены к напорным трубопроводам с помощью шаровых затворов диаметром 700 мм с гидравлическим управлением. Каждый из напорных трубопроводов оборудован сферическим затвором диаметром 1000 мм с механическим (на закрытне) и гидравлическим (на открытие) приводом. Эти затворы расположены в отдельном помещении, примыкающем к зданию станции. Там же расположена соединительная связка диаметром 800 мм с устаиовленным на ней шаровым затвором с ручным управлением. В центральной части здания, над галереями напорных трубопроводов, расположены помещения электрораспределительных устройств. Понижающие силовые трансформаторы установлены на открытой площадке недалеко от здания станции.

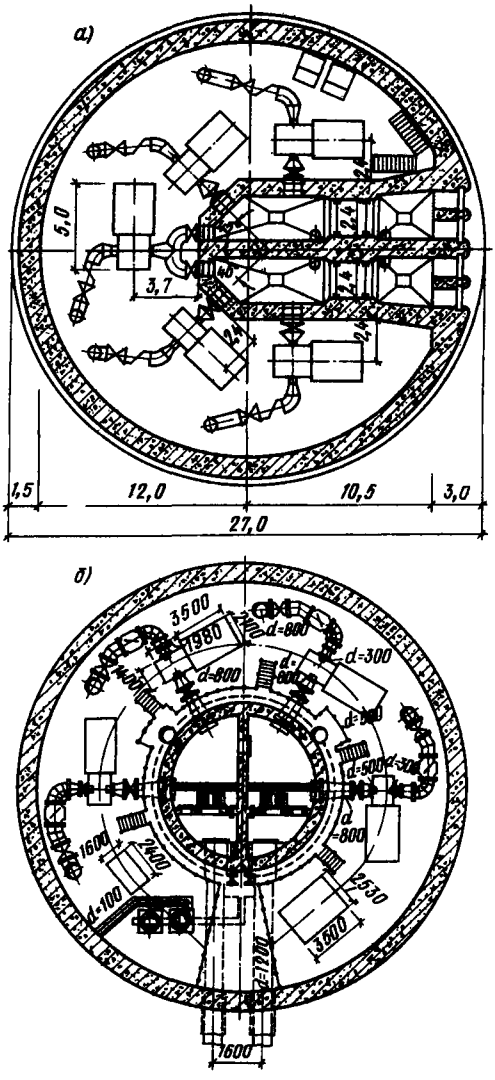


Рис. 10.26. Полигональная (*а*) и круглая (*б*) формы водоприемных камер и размещение агрегатов в заглубленных зданиях насосных станций

На насосных станциях большой подачи целесообразно применение вертикальных центробежных или осевых насосов, так как помимо сокращения числа установленных агрегатов за счет большей подачи иасосов

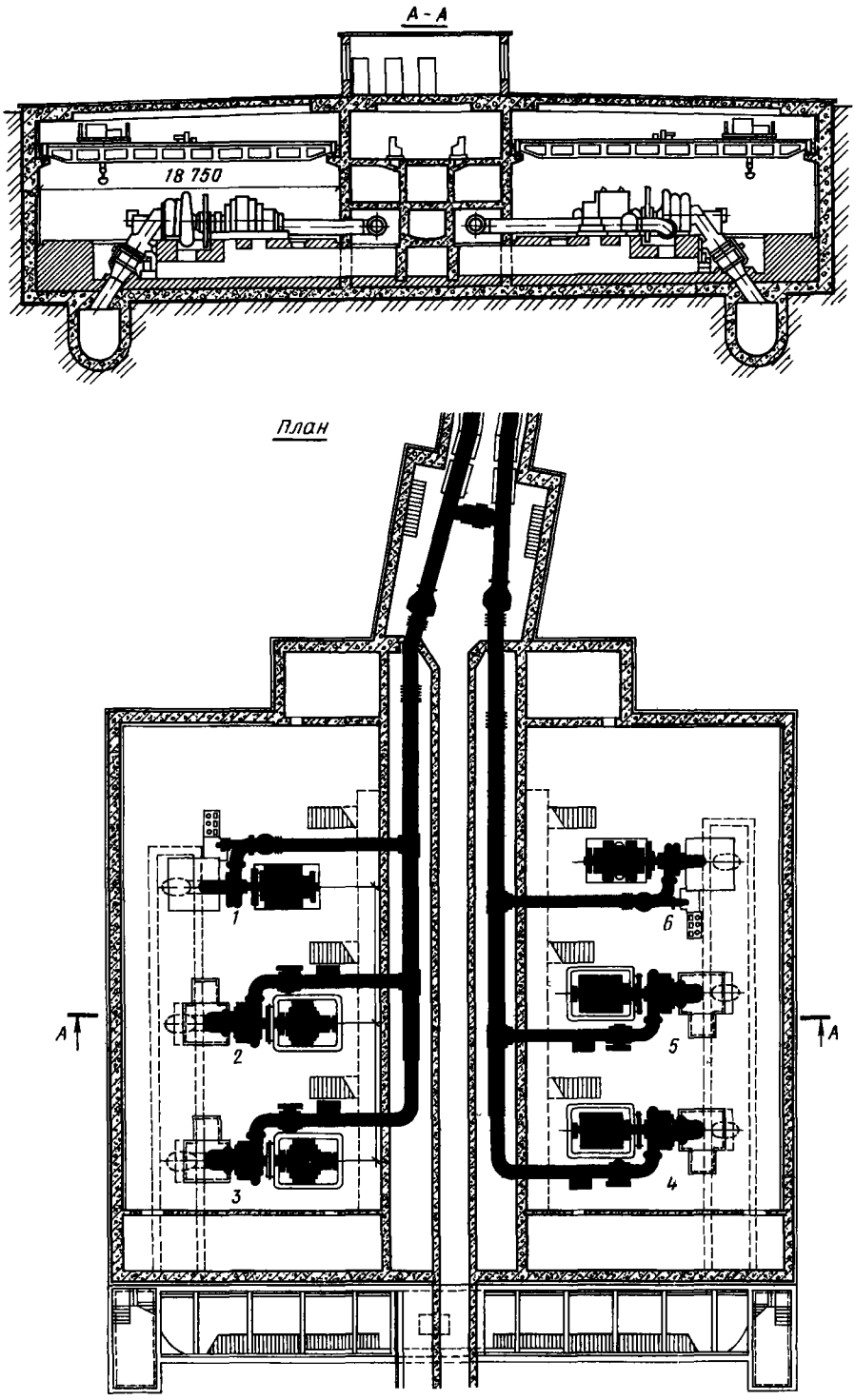


Рис 10.27 Насосная станция I подъема системы водоснабжения г Штутгарта (ФРГ)
Цифры—номера агрегатов

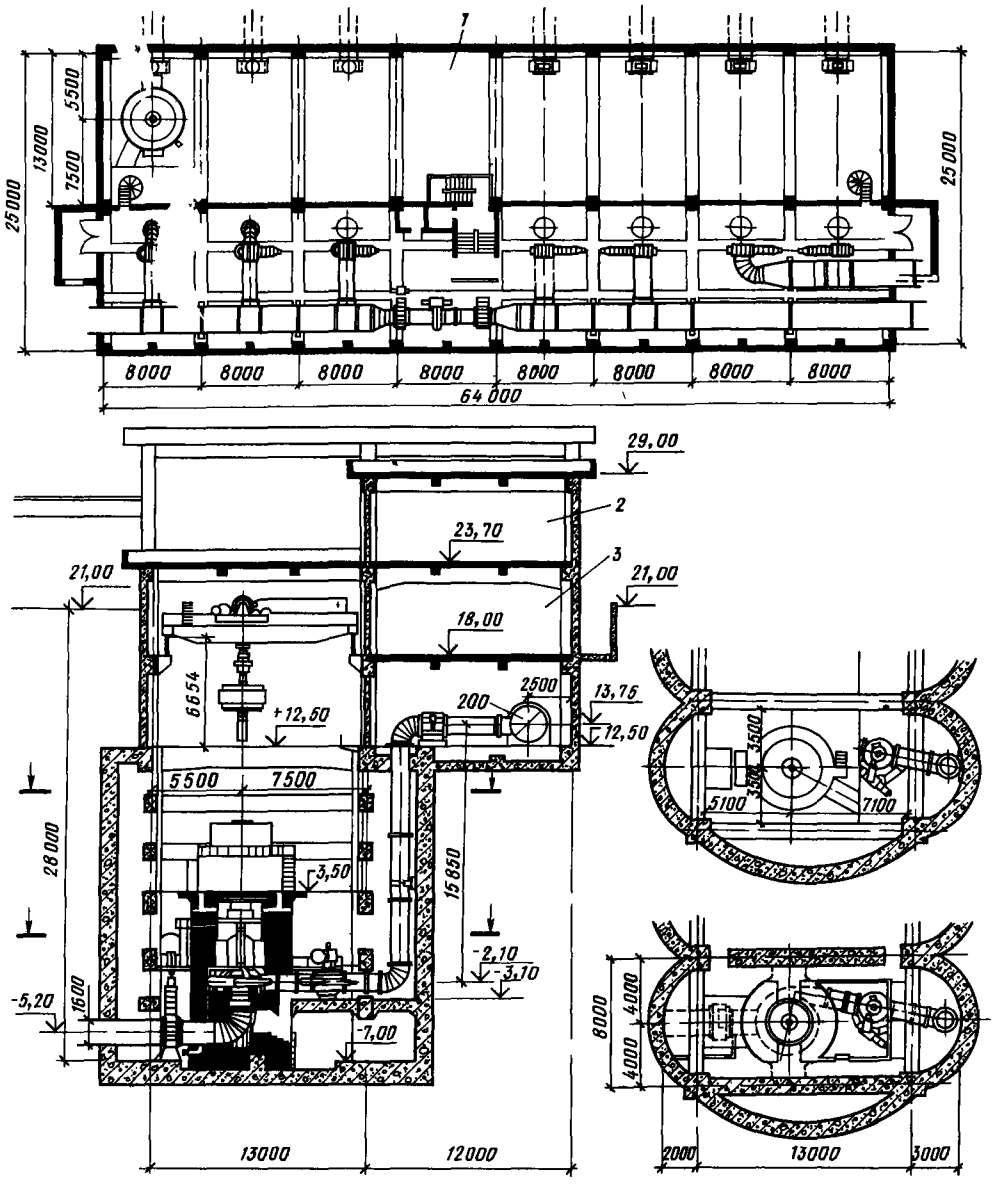


Рис. 10.28. Насосная станция I подъема, оборудованная вертикальными центробежными насосами

1—монтажная площадка; *2*—помещение пульта управления, *3*—помещение РУ

типов В, О и ОП вертикальная компоновка позволяет уменьшить площадь подземной части здания, а следовательно, объем землянных работ и строительную стоимость станции.

В качестве примера мощной насосной станции раздельного типа с вертикальными центробежными насосами на рис. 10.28 показана станция I подъема системы водоснабжения Токио. Станция забирает воду из реки и подает ее на очистные сооружения, расположенные в 17 км от водоисточника. Станция оборудована тремя вертикальными центробежными насосами с подачей 15 000 м^3/ч каждый при напоре 120 м. Суммарная подача в настоящее время составляет 1 млн. м^3/сут. В дальнейшем предусмотрена установка еще четырех насосов. Приводные двигатели насосов мощностью по 6200 кВт —

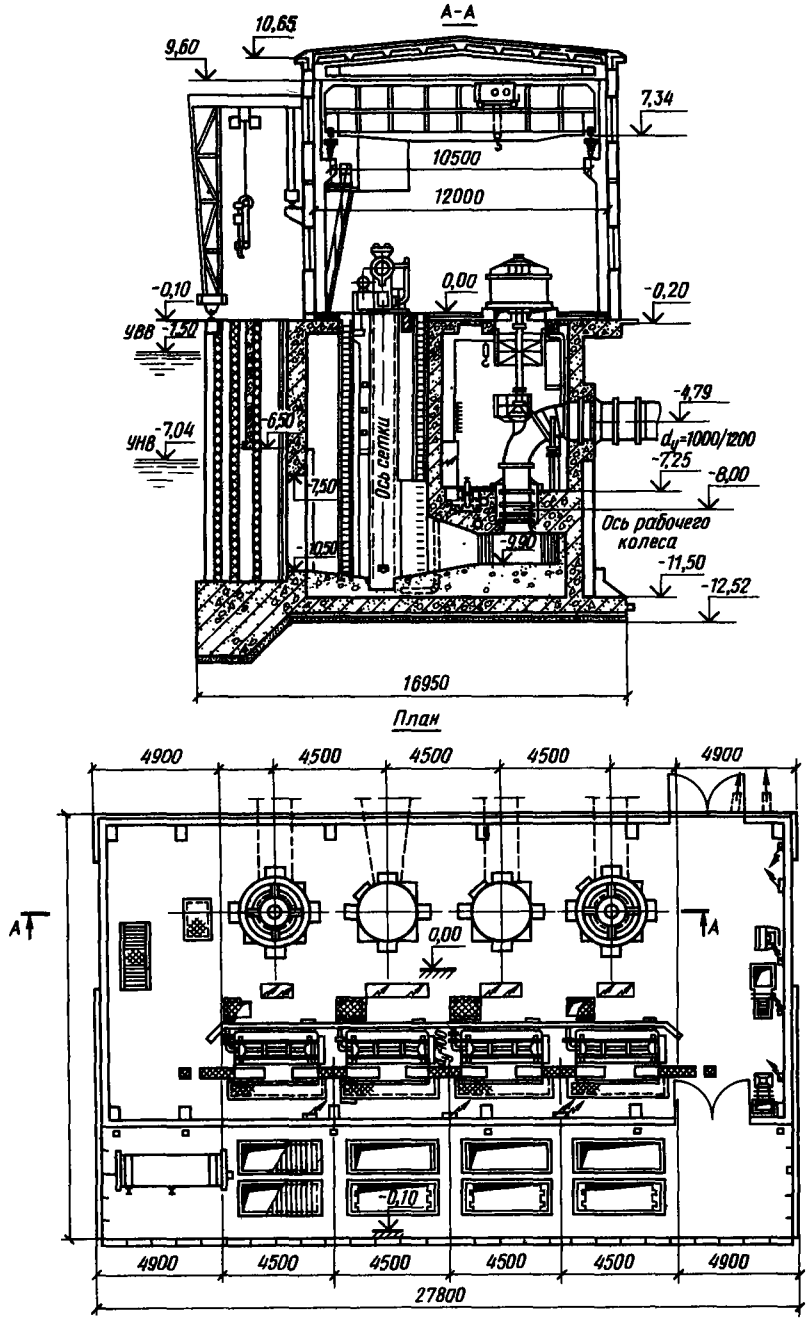


Рис. 10.29. Типовая насосная станция I подъема, оборудованная осевыми вертикальными насосами

постоянного тока, что позволяет для регулирования подачи плавно уменьшать частоту вращения насосов в пределах до 20 % номинальной.

Здание насосной станции — шахтного типа. Подземная часть здания выполнена в виде тонкостенной пространственной ячеистой конструкции. Необходимая прочность при относительно небольшой толщине стен достигается за счет устройства внутреннего каркаса, состоящего из балок и диафрагм.

Вода от водозаборного сооруже-

ния подводится к каждому насосу индивидуальным всасывающим трубопроводом диаметром 1600 мм. Поскольку насосы установлены с подпором, трубопроводы оборудованы плоскими задвижками. Напорная линия каждого насоса диаметром 1000 мм присоединена к сборному коллектору диаметром 2200 мм, который для уменьшения площади насосного помещения вынесен за его пределы и поднят вверх на 15,85 м от рабочих колес насосов. На горизонтальных участках напорных трубопроводов установлены два затвора: рабочий — шарового типа и аварийно-ремонтный — дисковый.

Здание станции оборудовано мостовым краном с крюками грузоподъемностью 40 и 10 т. Монтажная площадка расположена в центре здания на отметке +12,5 м. Для доставки оборудования на монтажную площадку с поверхности земли (отметка +21) проложен транспортный путь.

Типовая конструкция насосной станции I подъема совмещенного типа, оборудованной осевыми поворотно-лопастными вертикальными насосами (разработанная институтом Атомтеплоэлектропроект), показана на рис. 10.29.

В рассматриваемом варианте станция оборудоваиа четырьмя насосами ОПВ2-87 с подачей 9000 $м^3$/ч каждый при напоре 16 м. При необходимости на станции без существенного изменения конструкций могут быть установлены более мощные насосы с рабочим колесом диаметром 110 см. В качестве привода насосов используются асинхронные двухскоростные (600 и 500 $мин^{-1}$) электродвигатели с короткозамкнутым ротором мощностью 500/300 кВт, напряжением 6000 В. Водоприемник станции разбит на отдельные самостоятельные секции соответственно числу насосов. Вода в водоприемные камеры поступает через прямоугольные окна, оборудованные решетками для грубой очистки. Внутри камер установлены вращающиеся сетки с лобовым подводом воды.

Подземная часть здания станции выполнена из железобетона с использованием сборных элементов. Опорные конструкции электродвигателей — ребристого типа.

Верхнее строение станции — каркасной конструкции. Машинное здание оборудовано электрическим мостовым краном грузоподъемностью 10 т. Водоприемник обслуживается полукозловым краном с устройством для очистки решеток.

§ 67. Насосные станции II подъема

В зависимости от топографических условий и высотного расположения резервуаров чистой воды насосные станции II подъема могут быть незаглубленными, когда пол машинного здания располагается на отметке планировки площадки, и частично заглубленными, когда пол машинного зала располагается ниже поверхности земли, если требуется, чтобы установленные в нем насосы находились под заливом.

При хозяйственно-питьевом водоснабжении насосные станции II подъема обычно устраивают в непосредственной близости к очистным сооружениям. Вода забирается насосами непосредственно из резервуаров чистой воды. Все это вместе взятое обусловливает значительно более простые, по сравнению с насосными станциями I подъема, строительные конструкции и, следовательно, меньшую стоимость станций II подъема.

На рис. 10.30 показана типовая водопроводная насосная станция II подъема, оборудованная моноблочными центробежными насосами типа КМ с подачей до 360 $м^3$/ч. Насосные станции такого типа характерны для схем водоснабжения небольших населенных пунктов и промышленных предприятий. Они могут быть использованы также в качестве станций подкачки.

Здание насосной станции представляет собой одноэтажное строение с частично заглубленным машинным залом. Стены верхнего строения кирпичные. Подземная часть может быть выполнена в двух вариантах: из бутобетона или из сборных фундаментных блоков. Покрытие

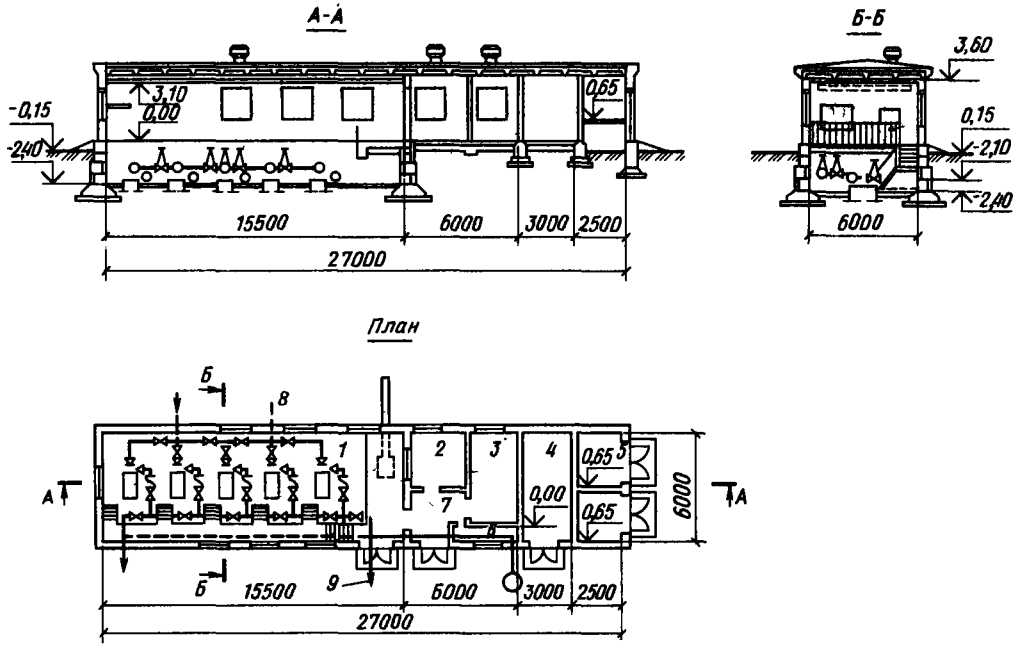


Рис. 10.30 Типовая насосная станция II подъема, оборудованная насосами тяпа КМ

1—машинный зал, *2*—помещение обслуживающего персонала, *3*—мастерская, *4*—помещение РУ; *5*—камеры трансформаторов *6*—санузел; *7*—коридор, *8*—всасывающие трубопроводы, *9*—напорные трубопроводы (в сеть)

здания — из железобетонных предварительно напряженных крупнопанельных плит.

Подача насосной станции может быть различной в зависимости от марки установленных насосов без изменения размеров здания. На рис. 10.30 показан вариант с установкой пяти насосов КМ 160/30, из которых три являются рабочими, а два — пожарными.

Вода к насосам подводится двумя водоводами и подается в распределительную сеть двумя напорными трубопроводами. Схема переключения насосов коллекторная. Оба коллектора (и всасывающий и напорный) расположены внутри здания станции. Все насосные агрегаты взаимозаменяемы и могут работать в режиме подачи хозяйственно-питьевого и противопожарного расхода. Для откачивания дренажных вод установлен насос ЦВ-4/85.

Монтаж и демонтаж оборудования производится с помощью подвесной кран-балки. Вентиляция машинного зала естественная; отопление принято от внешних источников или электрическое. Электроснабжение насосной станции предусмотрено от двух независимых источников питания напряжением 380/220 В. Работа хозяйственно-питьевых и дренажных насосов автоматизирована. Управление пожарными насосами дистанционное из диспетчерского пункта.

На рис. 10.31 показана насосная станция II подъема, оборудованная четырьмя насосами Д1250-65. Ширина машинного здания 12 м, длина заглубленной части 18 м, высота над поверхностью земли 5,4 м. Пол насосного помещения заглублен на 2,4 м.

Вода к насосам подводится индивидуальными всасывающими трубами. На напорной линии устроен сборный коллектор, от которого отходят два напорных трубопровода. Расходомеры типа сопла Вентури установлены на напорных трубопроводах в колодцах, расположенных на расстоянии 10 м от станции. Для монтажа оборудования и ремонтных работ здание станции оснащено однобалочным мостовым краном с ручным управлением. В торце здания станции размещаются помещения силовых трансформаторов, распреде-

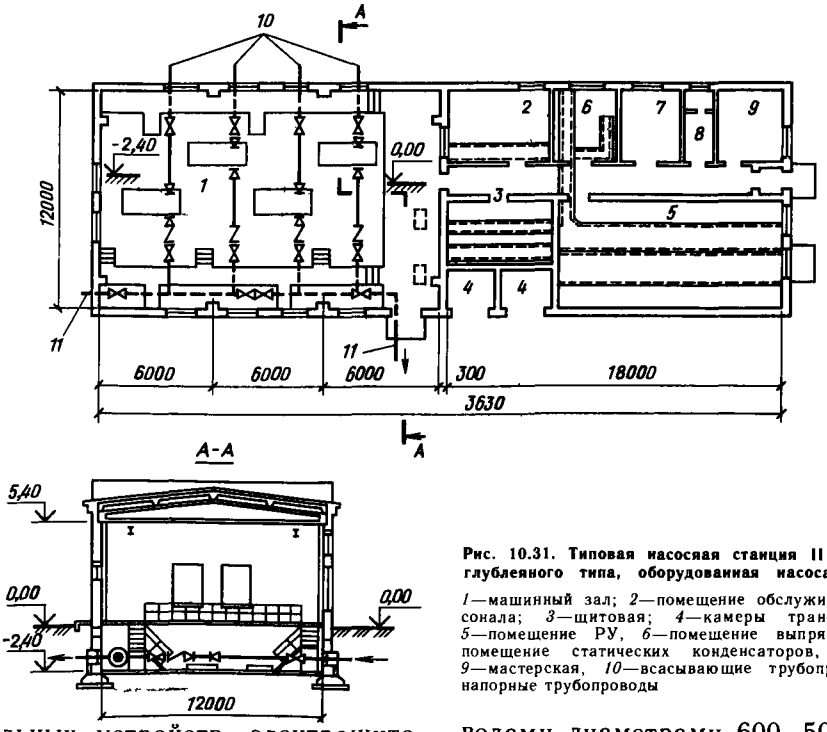


Рис. 10.31. Типовая насосная станция II подъема заглубленного типа, оборудованная насосами Д1250-65

1—машинный зал; *2*—помещение обслуживающего персонала; *3*—щитовая; *4*—камеры трансформаторов, *5*—помещение РУ, *6*—помещение выпрямителей; *7*—помещение статических конденсаторов, *8*—санузел; *9*—мастерская, *10*—всасывающие трубопроводы, *11*—напорные трубопроводы

лительных устройств, электрощитового хозяйства, подсобные помещения и санитарный узел.

Несмотря на относительную простоту строительных конструкций, мощные насосные станции II подъема, оснащенные большим числом агрегатов с насосами большой подачи, представляют собой сложный комплекс сооружений, трубопроводов и различного оборудования. В качестве примера на рис. 10.32 показана насосная станция, входящая в систему водоснабжения крупного промышленного центра Бразилии.

Станция оборудована 13 двусторонними насосами трех различных типоразмеров: шесть насосов с подачей 50 м^3/мин при напоре 40 м, по два насоса с подачей 30 и 20 м^3/мин при том же напоре и три насоса с подачей 13 м^3/мин при напоре 65 м. Суммарная подача насосов станции в нормальных условиях составляет 235 м^3/мин и может быть при необходимости увеличена на 30%.

Вода забирается насосами из резервуаров чистой воды индивидуальными всасывающими трубопроводами диаметрами 600, 500, 400 и 300 мм. Насосы работают с переменной (положительной и отрицательной) высотой всасывания, поэтому на всасывающих трубопроводах в колодцах за пределами здания станции установлены плоские задвижки. Заливка насосов перед их пуском осуществляется с помощью вакуум-насосов, установленных на кронштейнах в машинном здании станции.

Насосы (группами в шесть, четыре и три насоса) подсоединены к трем напорным коллекторам диаметром 1200 мм, два из которых работают на общие внешние напорные трубопроводы, а третий, питающий самостоятельного потребителя, может быть подключен к ним с помощью системы переключений, установленной в отдельном здании. На напорных трубопроводах насосов в пределах здания станции установлены обратные клапаны и плоские задвижки с электроприводом. Расходомеры установлены на каждом коллекторе в колодцах за пределами здания насосной станции.

На станции принята двухрядная схема расположения агрегатов в

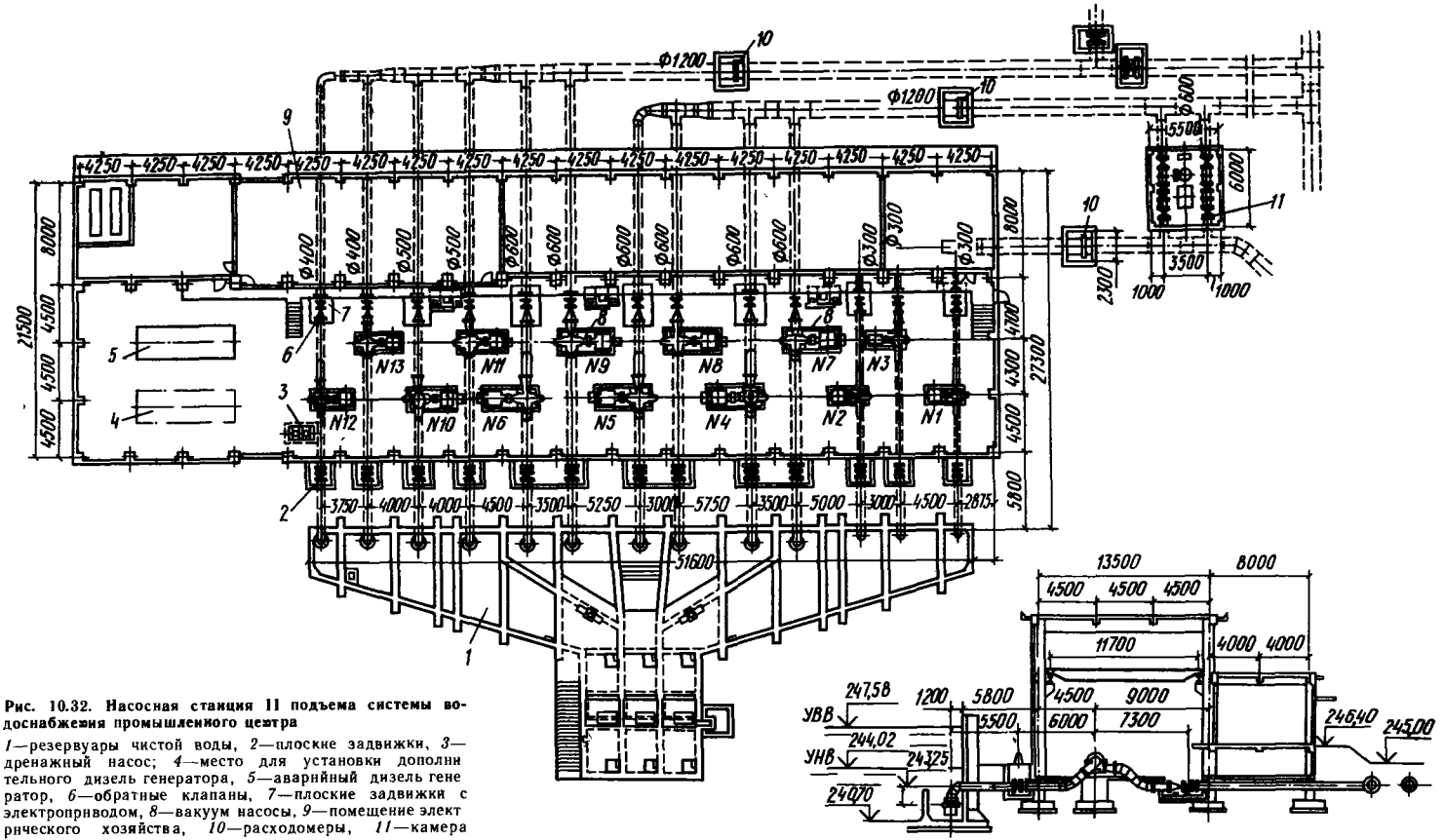


Рис. 10.32. Насосная станция II подъема системы водоснабжения промышленного центра

1—резервуары чистой воды, *2*—плоские задвижки, *3*—дренажный насос; *4*—место для установки дополнительного дизель генератора, *5*—аварийный дизель генератор, *6*—обратные клапаны, *7*—плоские задвижки с электроприводом, *8*—вакуум насосы, *9*—помещение электрического хозяйства, *10*—расходомеры, *11*—камера переключения

шахматном порядке. Использование насосов с различным направлением вращения рабочего колеса позволило расположить их в разных рядах навстречу друг другу, что сократило длину здаиия и в значительной мере упростило внутристанционные коммуникации.

Для обеспечения бесперебойной подачи воды при вынуждеином перерыве в снабжении электроэнергией внутри здания станции установлен дизель-генератор мощностью, достаточной для работы одного насоса с подачей 3000 м^3/ч и одного с подачей 1800 м^3/ч. Дизель-генератор включается автоматически при отключении двигателей насосов от основного источника питания электроэнергии. В здании зарезервировано место для установки еще одного такого генератора.

Размеры насосного помещения станции в плаие 12,5×72,25 м. Высота здания 13 м. Машинный зал оборудован электрическим мостовым краном грузоподъемностью 10 т. Фильтрационные воды из заглубленной части здания удаляются дренажным насосом.

Вдоль здания станции сооружена пристройка, в которой размещены электрическое хозяйство, вспомогательные, служебные и бытовые помешения.

§ 68. Насосные станции и установки для забора подземных вод

В водоносных пластах, залегающих на глубине более 10 м, водозабор грунтовых вод осуществляют, как правило, с помощью трубчатых колодцев, которые чаще всего оборудуют центробежными насосами с трансмиссионным валом и электродвигателем, установленным на поверхности земли, или погружными насосами с электродвигателями, расположенными непосредственно в глубине скважины. И в том и другом случае типовыми проектами насосных станций предусматривается устаиовка насосов в наземных или подземных помещениях.

Работа насосных станций происходит обычно без постоянного обслуживающего персонала. Проектами предусматривается возможность (в зависимости от местных условий) применения местного, дистанционного автоматического или телемеханического управления.

На рис. 10.33 в качестве примера показан общий вид типовой наземной станции с погружными насосами типа ЭЦВ. В зависимости от марки насоса объем подаваемой в сутки воды составляет 140—3400 м^3. Напорный трубопровод оборудован задвижкой, вантузом, сливным краном и обратным клапаном. Устье скважины заделано в бетонный оголовок, в который вмонтироваио устройство для замера уровня воды. Подача насоса измеряется мерной диафрагмой, установленной в отдельно расположенной подземной камере. Перепад давления в диафрагме измеряется дифференциальным манометром с регистрирующим устройством. В павильоие насосиой станции помимо механического оборудования расположены: станция управления насосным агрегатом, релейный шкаф, осветительный щиток и электропечи отопления, включающиеся автоматически при температуре ниже 50° С. Размеры павильона в плане не превышают 3×4,5 м.

Строительные конструкции здания чрезвычайно просты, фундаменты ленточные из бутобетона или столбчатые из монолитного бетона; стены павильона кирпичиые в полтора или два кирпича в зависимости от района строительства; покрытие железобетонное монолитное; кровля рубероидная; полы цементные по бетонной подготовке. Вентиляция помещения естественная через вытяжные трубы. Окна в павильоне не предусмотрены. Верхняя филенка двери застеклена.

Монтаж и демоитаж оборудования станции осуществляется через люк в перекрытии с помощью автокрана или талей, устанавливаемых на временых треногах непосредственно над люком.

Питание электродвигателей насо-

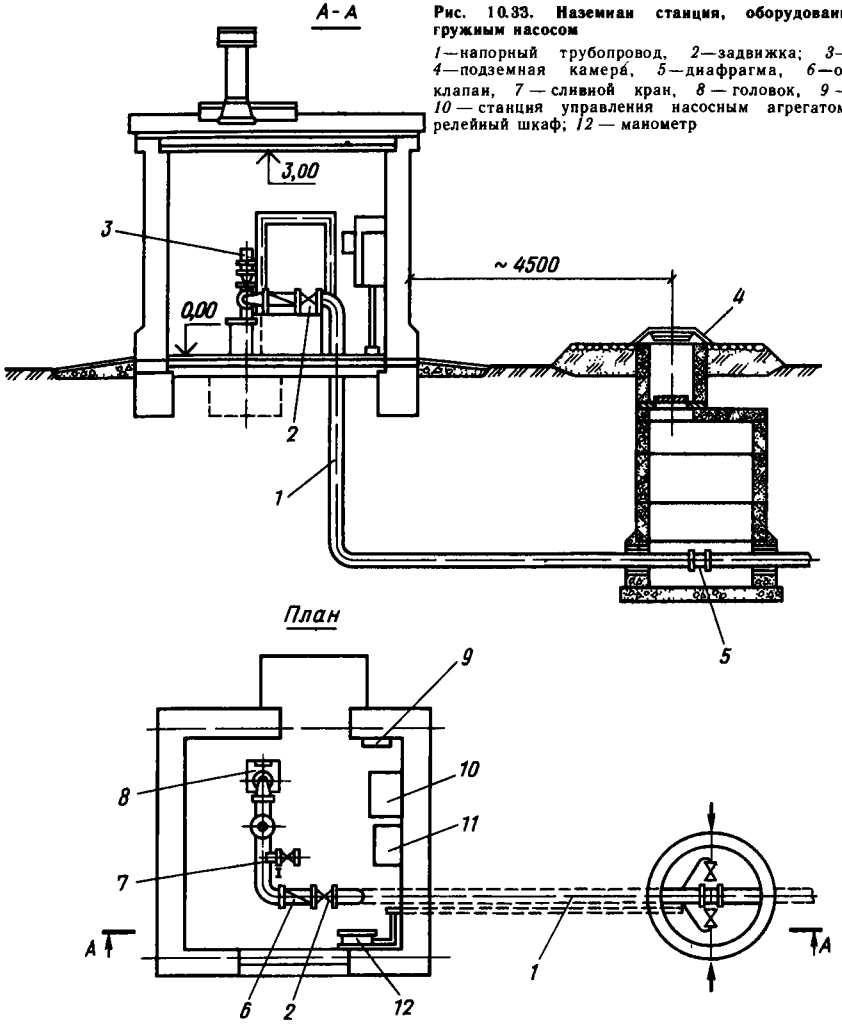


Рис. 10.33. Наземная станция, оборудованная погружным насосом

1—напорный трубопровод, *2*—задвижка; *3*—вантуз; *4*—подземная камера, *5*—диафрагма, *6*—обратный клапан, *7* — сливной кран, *8* — головок, *9* — щиток, *10* — станция управления насосным агрегатом; *11* — релейный шкаф; *12* — манометр

сов производится, как правило, от воздушных линий электропередач. При значительной мощности электродвигателя или при групповой установке насосов целесообразно размещать понижающий трансформатор в непосредственной близости от насосной станции, для чего к павильону может быть пристроено дополнительное помещение.

На рис. 10.34 показана подземная насосная станция с установленным в ней насосом типа АТН с трансмиссионным валом. Основное и вспомогательное оборудование подземной станции такое же, как и наземной. Некоторым отличием в компоновке является лишь то, что мерная диафрагма установлена на напорном трубопроводе в одной камере с обратным клапаном и задвижкой.

Стены подземных камер могут быть выполнены из унифицированных сборных железобетоиных колец, из монолитного бетона марки 150 или из кирпича маркн 100; диище и оголовок монолитные, бетонные; перекрытия — железобетонные плиты. Вентиляция камер естественная, отопление электрическое. Для откачки пролитой и просочившейся воды установлен самовсасывающий центробежно-вихревой иасос ЦВ-4/85. Монтаж и демоитаж насосного агрегата и водоподъемных труб производится автокраном.

Малые габариты насосного оборудования станций подземного водо-

забора позволяют в ряде случаев объединить насосные станции I и II подъема в одном здании, что уменьшает стоимость строительных конструкций, упрощает схему коммуникаций и позволяет до минимума снизить напор (за счет уменьшения числа ступеней) насосов, устанавливаемых в скважинах. На рис. 10.35 изображена такая объединенная насосная станция I и II подъема, входящая в узел головных водозаборных сооружений системы водоснабжения крупного населенного пункта.

Два трубчатых колодца расположены непосредственно в пределах здания насосной станции. Установленные в них скважинные насосы I подъема подают воду в подземные железобетонные резервуары, откуда вода забирается насосами II подъема, установленными в том же здании станции. В качестве насосов II подъема приняты три (два рабочих и один резервный) двусторонних центробежных насоса. Резервуары по отношению к зданию станции расположены таким образом, что насосы II подъема находятся под заливом.

Использование трубчатых колодцев в качестве водозаборных сооружений подземных вод находит широкое применение при проектировании систем местного водоснабжения, обеспечивающих водой небольшие производственные или сельскохозяйственные объекты, жилые здания и такие отдельно стоящие общественные здания, как школы, больницы, санатории, пионерские лагеря, бани, прачечные и др., в которых водопровод является необходимым элементом благоустройства.

Потребность в воде в системах местного водоснабжения сравнительно невелика и составляет не более 200 м^3/сут, но для этих систем характерны значительные колебания расхода в течение суток (коэффициент неравномерности водопотребления составляет 1,5—3).

Характер водопотребителя определяет некоторые особенности систем местного водоснабжения. Буровые скважины располагаются, как правило, в непосредственной близости от

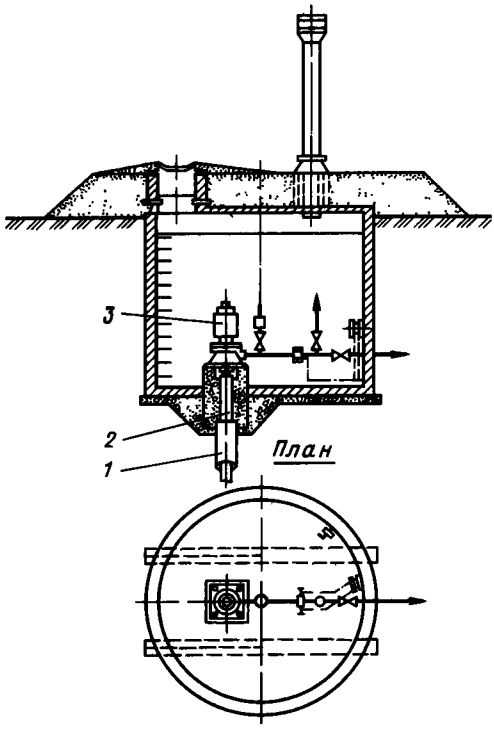


Рис. 10.34. Подземная насосная станция, оборудованная насосом типа АТН с трансмиссионным валом

1—обсадная труба, *2*—напорный трубопровод с аалом *3*—электродвигатель

объекта. Разветвленная наружная сеть и громоздкие сооружения по обработке и хранению запасов воды отсутствуют. Основным элементом систем местного водоснабжения является насосная установка, включающая в себя напорно-регулирующую емкость и контрольно-измерительную аппаратуру. К таким установкам предъявляется ряд специфических требований, основными из которых являются: простота и компактность конструкции; возможность серийного выпуска промышленностью; возможность размещения установки без строительства дополнительных помещений (в подземных колодцах или непосредственно в обслуживаемых зданиях); простота и надежность в эксплуатации; возможность автоматической работы без постоянного обслуживающего персонала; невысокая стоимость установки и ее монтажа; простота ремонта и замены отдельных узлов и деталей установок. Всем этим требо-

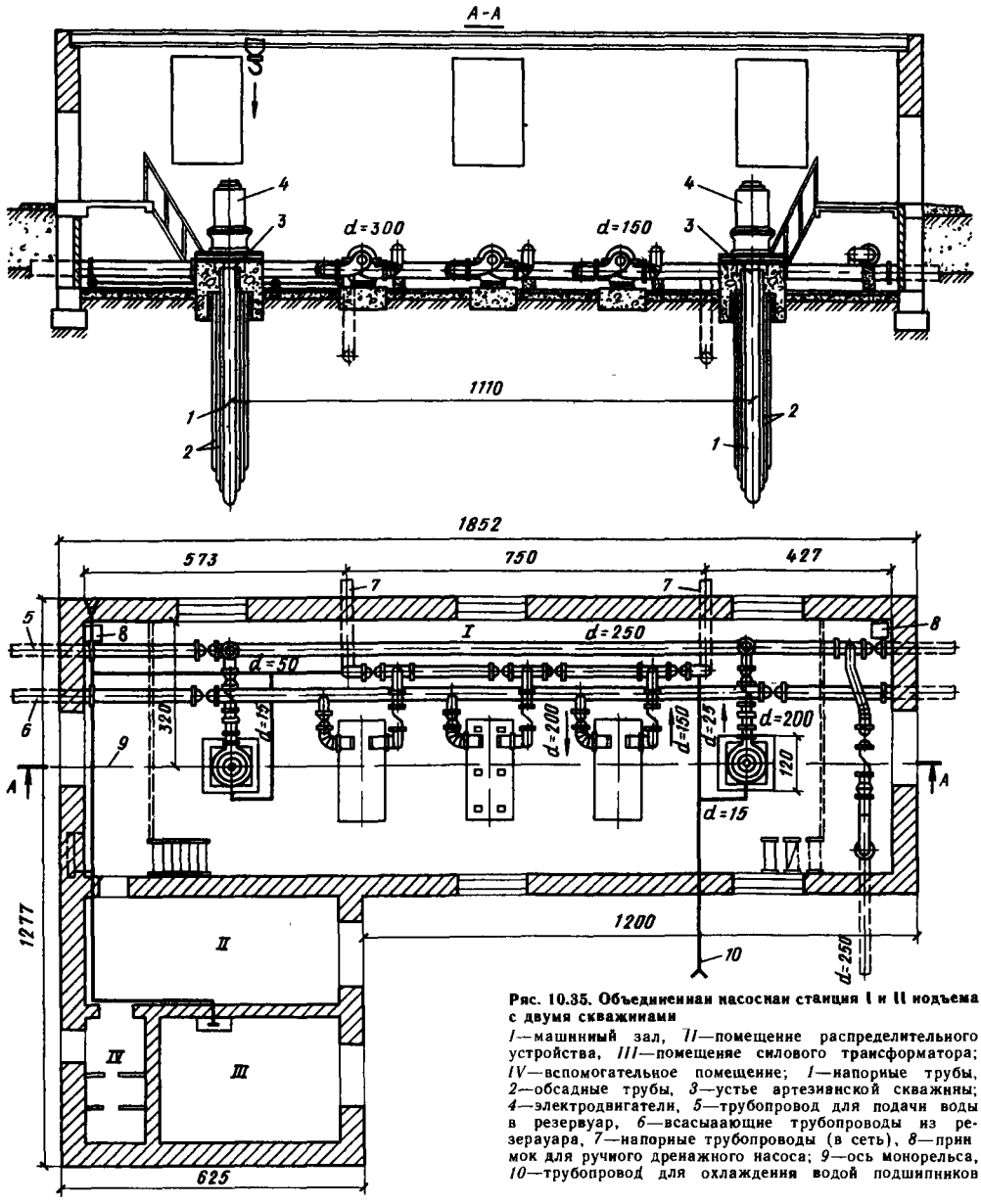


Рис. 10.35. Объединенная насосная станция I и II подъема с двумя скважинами

I—машинный зал, *II*—помещение распределительного устройства, *III*—помещение силового трансформатора; *IV*—вспомогательное помещение; *1*—напорные трубы, *2*—обсадные трубы, *3*—устье артезианской скважины; *4*—электродвигатели, *5*—трубопровод для подачи воды в резервуар, *6*—всасывающие трубопроводы из резервуара, *7*—напорные трубопроводы (в сеть), *8*—приямок для ручного дренажного насоса; *9*—ось монорельса, *10*—трубопровод для охлаждения водой подшипников

ваниям в значительной степени отвечают автоматические насосные установки с гидропневматическими баками, которые находят все большее применение в отечественной и зарубежной практике водоснабжения.

Автоматические насосные установки могут быть оборудованы насосами различных типов. Однако в связи с переменным напором они должны иметь характеристику, позволяющую им при изменениях давления в баке в заданных пределах работать с высоким КПД. В этом отношении наиболее эффективны многоступенчатые центробежные, вихревые и водоструйные насосы. Они удобны еще и потому, что не могут развить давление, значительно превышающее расчетное для гидропневматического бака и грозящее разрывом последнему, а также водопроводной сети.

Автоматическая насосная уста-

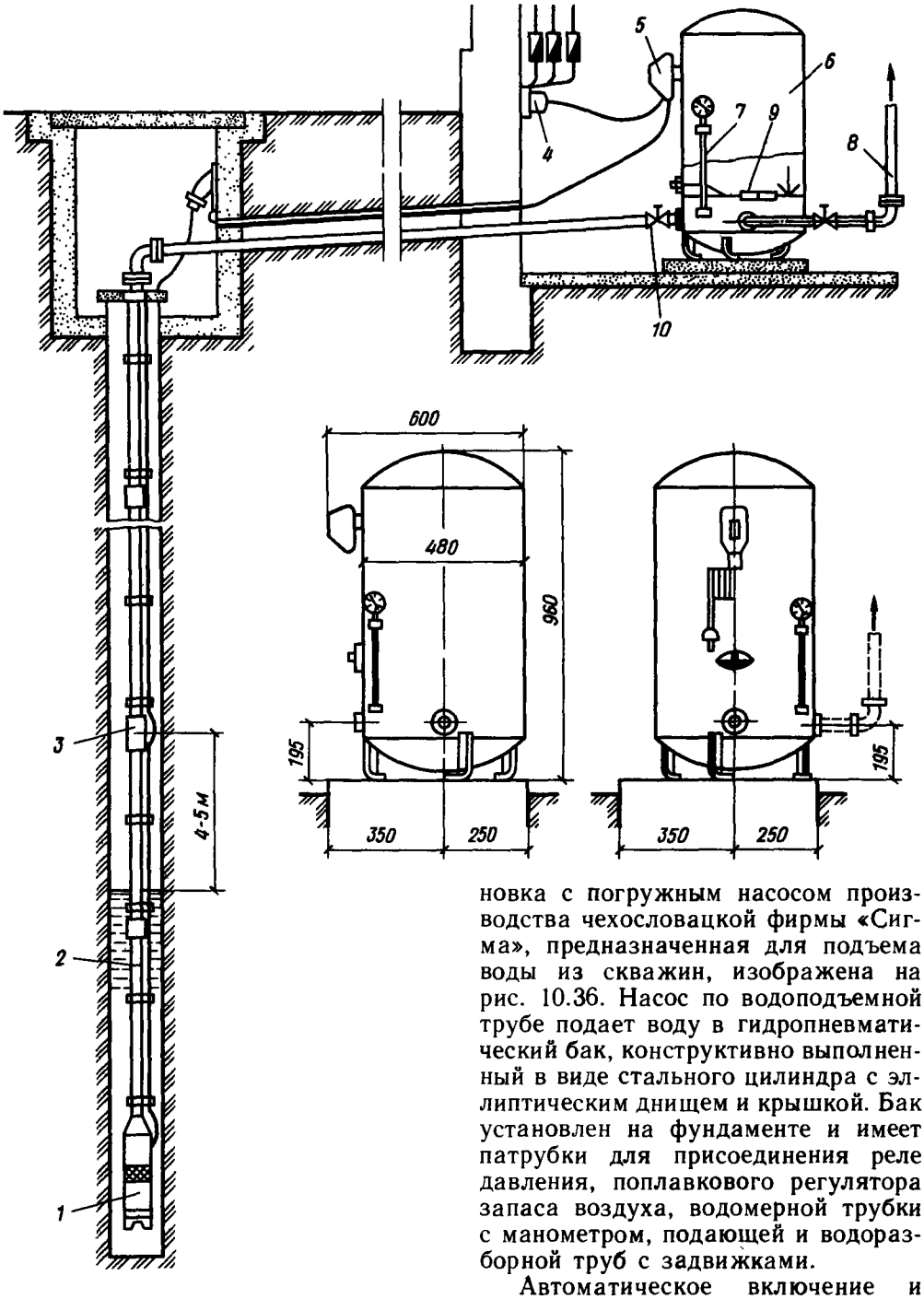


Рис. 10.36. Автоматическая насосная установка с погружным насосом

1—насос; *2*—водоподъемная труба; *3*—устройстао для впуска воздуха, *4*—пусковая электроаппаратура; *5*—реле давления, *6*—гидропневматический бак, *7*—водомерная трубка, *8*—водоразборная труба; *9*—поплавковый регулятор запаса воздуха; *10*—подающая труба

новка с погружным насосом производства чехословацкой фирмы «Сигма», предназначенная для подъема воды из скважин, изображена на рис. 10.36. Насос по водоподъемной трубе подает воду в гидропневматический бак, конструктивно выполненный в виде стального цилиндра с эллиптическим днищем и крышкой. Бак установлен на фундаменте и имеет патрубки для присоединения реле давления, поплавкового регулятора запаса воздуха, водомерной трубки с манометром, подающей и водоразборной труб с задвижками.

Автоматическое включение и выключение насоса в зависимости от давления в гидропневматическом баке осуществляется по команде реле давления пусковой электроаппаратурой, обеспечивающей одновремен-

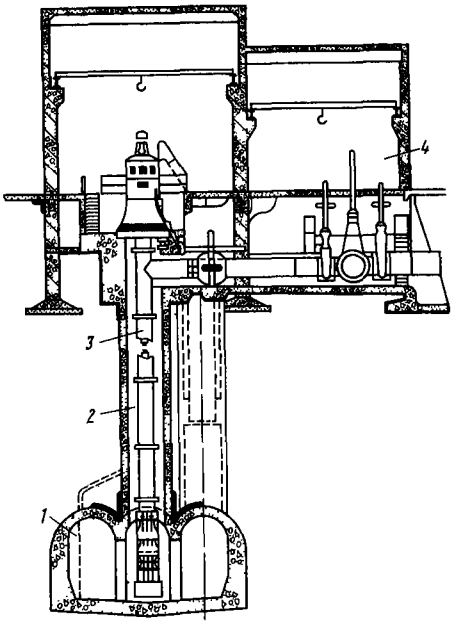


Рис. 10.37 Насосная станция системы коммунального водоснабжения с лучевым водозабором

1—сборный резервуар; *2*—шахта насосов; *3*—напорный водовод с валом насоса, *4*—камера переключений

но защиту электродвигателя от технологической перегрузки, токов короткого замыкания и токов, вызываемых потерей фазы. Пополнение и регулирование запаса воздуха в баке установки осуществляется с помощью устройства для впуска воздуха, срабатывающего от импульса, посылаемого регулятором запаса воздуха.

Подача установки до 90 м^3/сут; полный напор 20—37 м; максимальная высота подъема до 25 м. Мощность приводного электродвигателя насоса всего 1,1 кВт. Полный вес установки 130 кг.

Установки подобного типа размещаются, как правило, в небольших подвальных помещениях зданий. Компактность, надежность, экономичность, а также хорошие эксплуатационные и санитарно-гигиенические качества установок обеспечивают им все более широкое распространение.

При маломощных водоносных пластах или пластах значительной мощности, но имеющих небольшой коэффициент фильтрации, а также при заборе подрусловых инфильтрационных вод применяют лучевые водозаборы, позволяющие, наряду с другими преимуществами по сравнению с буровыми трубчатыми колодцами, использовать на насосных станциях мощные насосные агрегаты, имеющие более высокий КПД.

Насосная станция с лучевым водозабором, показанная на рис. 10.37, входит в состав достаточно крупной системы водоснабжения в Южной Америке. Станция оборудована шестью двухступенчатыми секционными насосами с трансмиссионным валом производства английской фирмы «Харланд». Каждый насос имеет подачу 1,4 м^3/с при напоре 55 м, мощность приводного двигателя 1 МВт, частота вращения 600 мин$^{-1}$. Напорные линии насосов, оборудованные обратными клапанами и задвижками, объединены коллектором, расположенным в помещении, непосредственно примыкающем к зданию станции. Верхнее строение здания — каркасного типа. Колонны опираются на отдельные фундаменты. Все элементы конструкции здания выполнены из монолитного железобетона. Зал электродвигателей оборудован мостовым краном, помещение коллектора — кран-балкой.

§ 69. Повысительные насосные станции

Конструкция, оборудование и схема компоновки повысительной насосной станции целиком и полностью зависят от типа водоводов, по которым вода подводится к станции и отводится от нее.

Повысительные насосные станции, используемые для повышения давления в системе напорных трубопроводов (станции подкачки), во всех отношениях очень похожи на небольшие водопроводные насосные станции II подъема. Насосы забирают воду из сети водопровода низкого

напора и подают ее в сеть высокого напора.

На рис. 10.38 показана повысительная насосная станция, предназначенная для подачи воды на хозяйственно-питьевые и противопожарные нужды городского микрорайона со зданиями повышенной этажности. В здании станции незаглубленного типа установлены четыре центробежных насоса консольного типа К-45/80 в комплекте с асинхронными электродвигателями серии АО2. Для хозяйственно-питьевых нужд обычно работают два насоса, два других — резервные. Работа насосных агрегатов автоматизирована.

Вода забирается из сети водопровода низкого напора и подается в сеть высокого напора двумя трубопроводами диаметром по 150 мм. Схема переключения — коллекторная, с размещением низконапорного и высоконапорного коллекторов в здании насосной станции. Все внутристанционные трубопроводы уложены в кирпичных каналах под уровнем пола.

На рис. 10.39 в качестве примера станции подкачки на открытом канале показан продольный разрез одной из 22 насосных станций канала Иртыш — Караганда. В состав узла помимо подводящего и отводящего участков канала входят: здание насосной станции, внешние напорные трубопроводы, водовыпуск с сопрягающими устройствами и открытая понизительная подстанция.

Насосная станция рассчитана на установку четырех агрегатов, состоящих из вертикального осевого поворотно-лопастного насоса ОПВ10-185 или ОПВ11-185 и непосредственно соединенного с ним синхронного вертикального электродвигателя ВДС-325/44-18 мощностью 5000 кВт и напряжением 6000 В.

Для облегчения здания станции его конструкция решена в виде свободно стоящего в воде тонкостенного цилиндра диаметром 18 и высотой 15 м, разделенного междуэтажными перекрытиями с несущим стояком в центре. Оригинальная конструкция

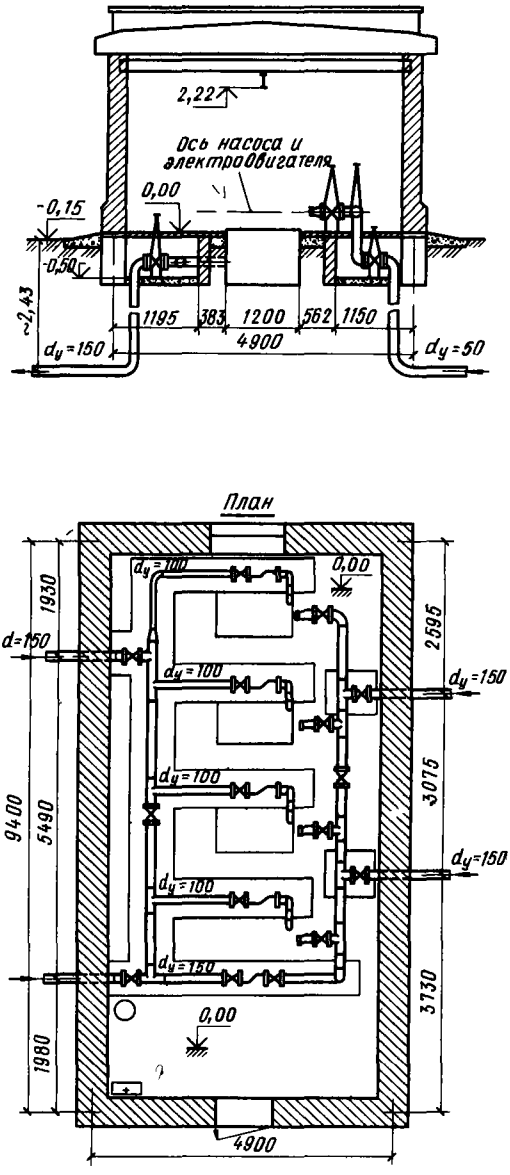


Рис. 10.38. Повысительная насосная станция городского микрорайона

стаиции разработана институтом Гидропроект, а всесторонняя проверка и обоснование строительных конструкций проведены в МИСИ им. В. В. Куйбышева.

Отверстия всасывающих труб насосов перекрываются съемными решетками. При осмотре и ремонте насоса решетки заменяются устанавли-

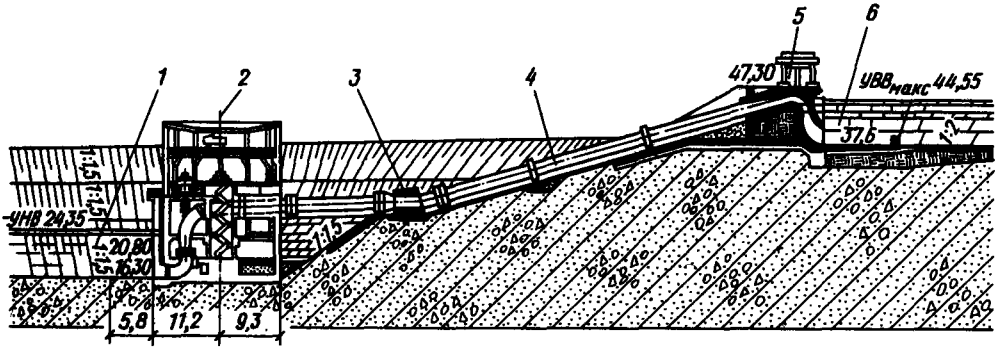


Рис. 10.39. Насосная станции канала Иртыш-Карагаида *1*—аванкамера; *2*—здание насосной станции; *3*—анкерная опора, *4*—напорный трубопровод; *5*—водовыпускное сооружение; *6*—напорный бассейн

ваемыми в тех же пазах плоскими скользящими металлическими затворами. Затворы и решетки обслуживаются тельфером грузоподъемностью 5 т, который передвигается по кольцевому рельсовому пути, закрепленному на консолях опорных колонн верхнего строения.

Верхнее строение здания насосной станции представляет собой закрытое помещение — машинный зал над электродвигателями насосов. Машинный зал оборудован мостовым полноповоротным электрическим краном грузоподъемностью 20/5 т специальной конструкции. Каркас верхнего строения железобетонный, жестко заделанный в конструкции подводной части. Покрытие здания вантовое, свободно опертое, что наиболее отвечает динамическим нагрузкам. Заполнение стен — керамзитобетониые панели и стеклоблоки.

Напорные трубопроводы, индивидуальные для каждого насоса, выполнены из металлических обечаек с усилеиной антикоррозионной изоляцией. Диаметр трубопровода 2600 мм. Водовыпуск — сифонного типа с клапанами срыва вакуума. Число сифонов равно числу насосов.

§ 70. Циркуляционные насосные станции

Циркуляциоиные насосные станции схем водоснабжения промышленных предприятий предназначены главным образом для подачи воды в охлаждающие устройства различных технологических установок (конденсаторы паровых турбин, холодильники доменных и мартеновских печей, прокатных станов и т. п.). Тип и число насосов, а также компоновка трубопроводов циркуляционной насосной станции зависят в первую очередь от принятой системы водоснабжения (прямоточная или оборотиая) и вида водоохладительных сооружений.

Все циркуляционные насосные станции, подающие воду на технологические нужды, относятся к станциям первого класса надежности действия. Перерывы в их работе, даже самые кратковременные, ни при каких обстоятельствах не могут быть допущены. Бесперебойная работа станций достигается наличием соответствующего резервного оборудования, дублированием системы энергоснабжеиия, всасывающих и напорных коммуникаций, а также установкой насосов под заливом. В связи с последним обстоятельством циркуляционные насосные станции в большинстве случаев строят заглубленными с подземным размещением насосиого помещения.

Количество воды, необходимое для охлаждения технологического оборудоваиия, находится в прямой зависимости от ее первоначальной температуры. Чем выше температура воды, тем больше ее нужно, и наоборот. Поэтому число агрегатов, их подачу, тип насосов и приводных электродвигателей следует выбирать с учетом изменения температуры воды в пределах годового цикла. При колебаниях темгературы воды необходимо изменять суммарную пода-

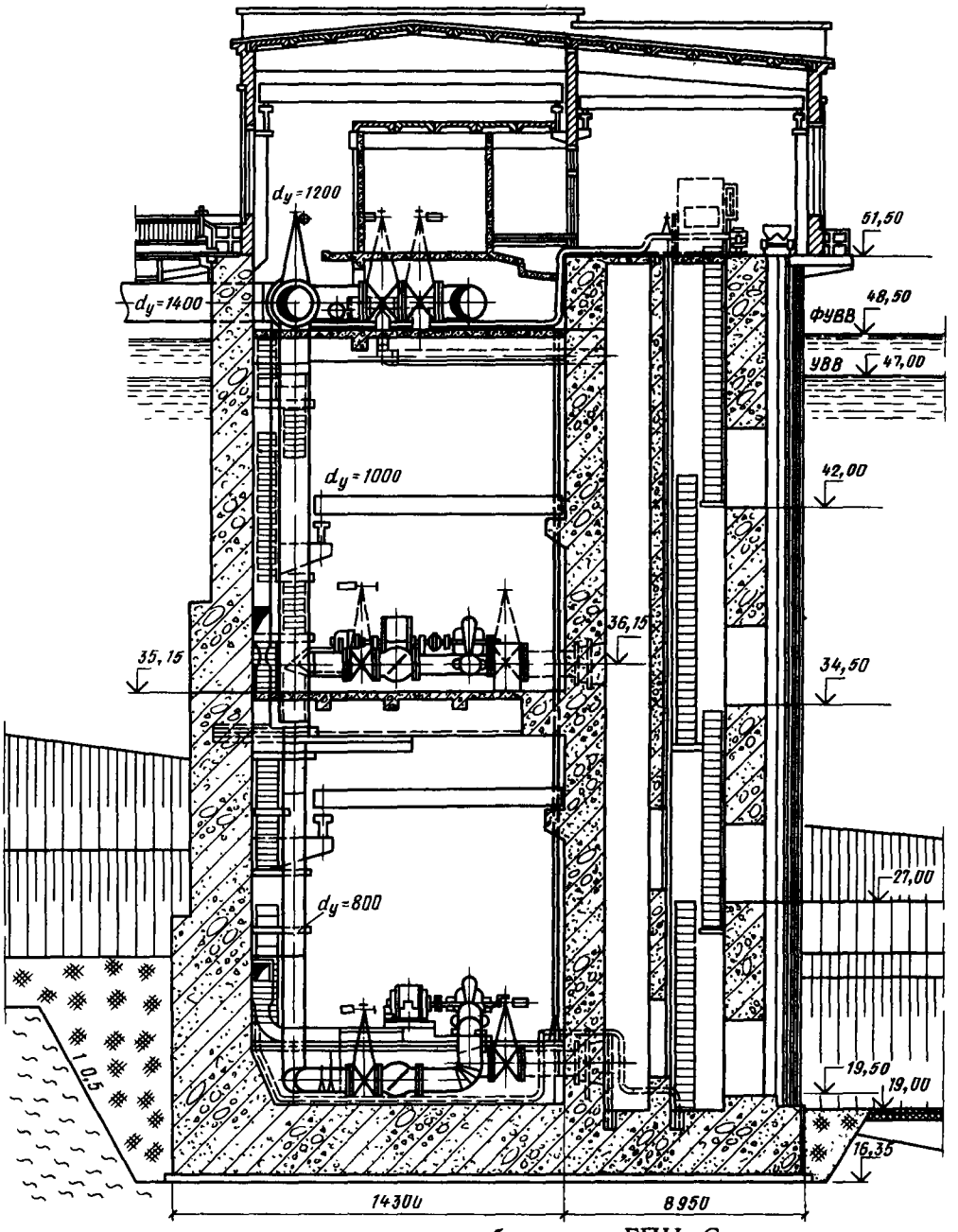


Рис. 10.40. Циркуляционная насосная станция системы оборотного водоснабжения горно-обогатительного комбината

чу станции путем включения различного числа насосов и переходить на другую частоту вращения или на другой угол установки лопастей рабочего колеса (у осевых насосов).

На рис. 10.40 показана разработанная ГПИ Союзводоканалпроект циркуляционная насосная станция системы оборотного водоснабжения горно-обогатительного комбината, использующей в качестве охладителя водохранилище с большой (до 23 м) амплитудой колебания горизонтов воды. Подводная часть здания насосной станции разделена по высоте на два яруса, на

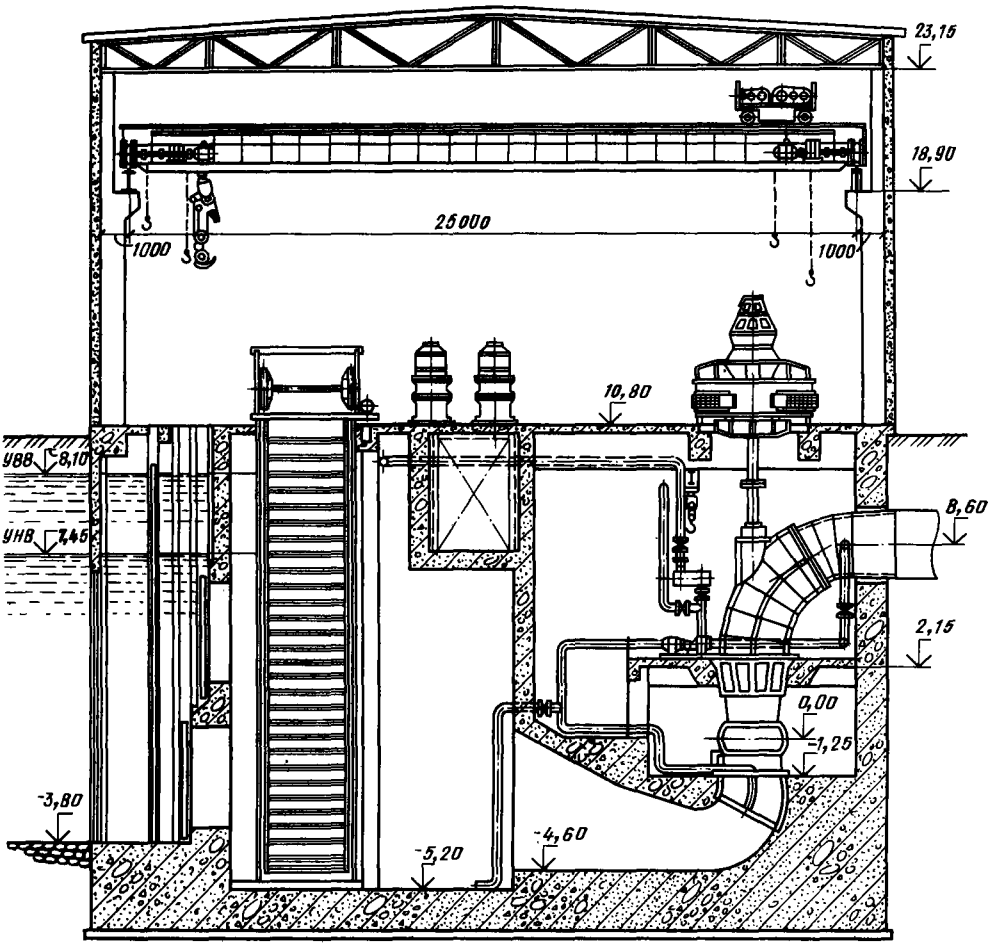


Рис. 10.41. Циркуляционная насосная станция системы прямоточного водоснабжения мощной ГРЭС

каждом из которых расположены насосные агрегаты. Такая компоновка оборудования позволяет забирать насосами необходимое количество охлаждающей воды с различных глубин в зависимости от температуры воздуха. Кроме того, двухъярусное размещение насосов сокращает размеры подводной части станции в плане на 40% (по сравнению с обычно применяемыми решениями одноярусного расположения насосов) без увеличения размеров сооружения по высоте, значительно уменьшает строительный объем, а следовательно, и стоимость станции.

Циркуляционная насосная станция системы прямоточного водоснабжения мощной ГРЭС, выполненной по блочной схеме, изображена на рис. 10.41. Электростанция оборудована турбогенераторами мощностью по 960 МВт, поэтому охлаждающая вода подается осевыми поворотно-лопастными насосами ОПВ2-185, имеющими большую подачу.

На станции установлено шесть насосов, приводимых во вращение двухскоростными (300 и 250 мин$^{-1}$) асинхронными электродвигателями мощностью 2500/1250 кВт.

Водопроводная камера имеет два яруса окон и помимо сороудерживающей решетки оборудована вращающейся сеткой с внешним подводом воды. Сетки промываются с помощью центробежного насоса К90/55. Вода к рабочему колесу насоса подводится изогнутой всасывающей трубой, выполненной в массивном бетонном блоке основания

станции. Перекрытие подземной части здания железобетонное, ребристого типа.

Верхнее строение станции (каркасной конструкции) перекрывает подземную часть по всей ширине, включая водоприемник станции. В наземном помещении помимо электродвигателей основных насосов и приводных механизмов вращающихся сеток расположены электродвигатели артезианских насосов системы технического водоснабжения

Машинное здание оборудовано мостовым электрическим краном пролетом 25 м и грузоподъемностью 30/5 т. Насосное помещение, кроме того, имеет передвижные электрические тали грузоподъемностью 5 т.

§ 71. Передвижные насосные станции

Для водоснабжения временных сооружений, хозяйств и строительных площадок широко применяют передвижные насосные установки и станции небольшой подачи. Опыт строительства и эксплуатации систем водоснабжения указывает на явную экономическую целесообразность крупных насосных станций, у которых себестоимость подаваемой воды, как правило, в 2—4 (и более) раза ниже, чем у станций малой подачи. Тем не менее существование небольших насосных установок, и в частности передвижных, является вполне закономерным и оправданным, несмотря на их сравнительно малую экономичность. Следует иметь в виду, что серийное изготовление передвижных насосных станций на заводах снижает их стоимость, позволяет быстро вводить в действие и сводить до минимума потребность в строительных материалах.

В связи с особенностями работы передвижных насосных станций, заключающимися в значительном изменении действительных высот всасывания, частых перемещениях, монтажах и демонтажах, для установки на этих станциях наиболее пригодны центробежные насосы. В настоящее время почти все передвижные насосные станции оборудованы одноступенчатыми центробежными насосами консольного типа или двустороннего входа.

Существует достаточно много различных типов и конструкций передвижных насосных станций. В зависимости от системы привода и способа передвижения различают: сухопутные насосные станции с внешним приводом, сухопутные насосные станции с собственным двигателем и плавучие насосные станции.

Наиболее типичными для первой группы являются станции, приводимые в действие трактором через вал отбора мощности или непосредственно от вала двигателя. Насосы монтируют на раме, прикрепляемой сзади или спереди трактора (навесные насосные станции), либо на салазках и тележках Трактор же и передвигает станцию на место ее работы.

Передвижные насосные станции

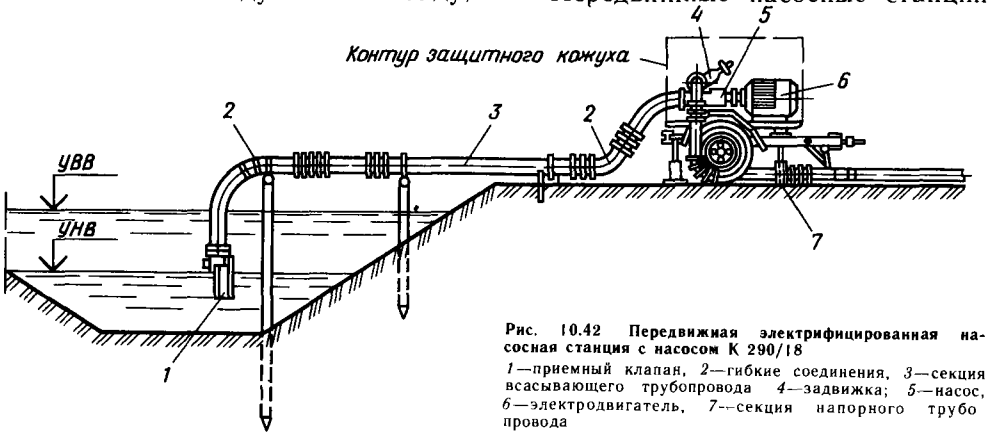
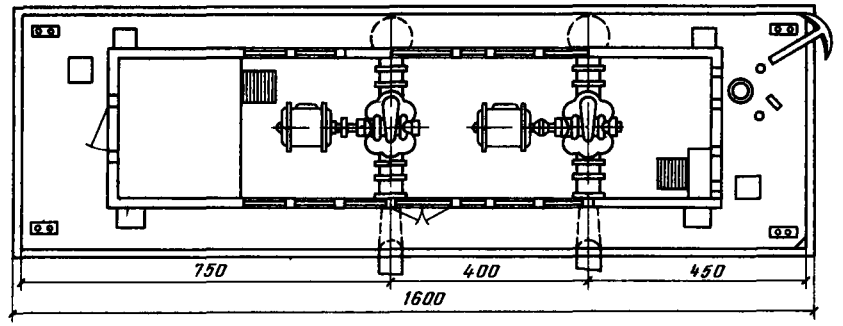


Рис. 10.42 Передвижная электрифицированная насосная станция с насосом К 290/18

1—приемный клапан, *2*—гибкие соединения, *3*—секция всасывающего трубопровода *4*—задвижка; *5*—насос, *6*—электродвигатель, *7*—секция напорного трубопровода



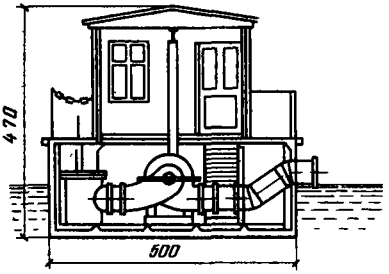


Рис. 10.43. Плавучая электрифицированная насосная станция

с собственным двигателем выполняют в виде прицепа. В качестве приводных двигателей используют двигатели внутреннего сгорания или электродвигатели. Серийно выпускаемая промышленностью электрифицированная насосная станция со сборно-разборными трубопроводами, показанная на рис. 10.42, оборудована насосом К 290/18. Всасывающий и напорный трубопроводы станции состоят из гибких резиновых шлангов и стандартных металлических труб. Все соединения трубопроводов фланцевые. Насос с задвижкой на напорном патрубке и приводной электродвигатель смонтированы на раме, которая установлена на автоприцепе. Управление агрегатом ручное. Трансформаторная подстанция устанавливается на самостоятельном шасси.

Плавучие насосные станции относятся к наиболее мощным передвижным станциям. Все оборудование плавучих насосных станций размещается на понтоне — металлическом или железобетонном. Для привода насосов используют двигатели внутреннего сгорания или электродвигатели. На рис. 10.43 изображена плавучая электрифицированная насосная станция, оборудованная двумя центробежными насосами Д1250-65. Агрегаты расположены в трюме железобетонного понтона сборной конструкции. Вода забирается насосами через днище понтона с помощью приемных коробок, выполненных по типу кингстонов. На корме понтонов над перекрытой частью трюма расположено электротехническое оборудование станции. Никаких жилищно-бытовых помещений на понтоне не предусмотрено.

ГЛАВА 11. КАНАЛИЗАЦИОННЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

§ 72. Назначение канализационных насосных станций; их основные элементы

Канализационные насосные станции сооружают в тех случаях, когда рельеф местности не позволяет отводить бытовые и производственные сточные воды, атмосферные воды и осадки (ил) самотеком к месту очистки.

Сравнение различных вариантов строительства канализационной сети показывает, что наибольшую глубину заложения самотечных коллекторов при производстве работ открытым способом рекомендуется принимать: в скальных грунтах до 4—5 м, в мокрых плывунных грунтах до 5—6 м, в сухих нескальных грунтах до 7—8 м. Если глубина заложения подводящего коллектора превышает рекомендуемые величины заглубления, то при соответствующем технико-экономи-

ческом обосновании необходимо предусматривать устройство канализационной насосной станции.

В городах, расположенных по берегам рек и защищенных от паводковых вод защитными дамбами, приходится сооружать насосные станции перекачки атмосферных вод, так как во время паводка невозможно сбросить в водоем дождевые воды самотеком с обвалованной территории.

Место расположения и число насосных станций в общей схеме канализационной сети выбирают с учетом планировочных, санитарных, гидрологических и топографических условий местности на основании технико-экономического сравнения всех вариантов.

По гидрогеологическим условиям место расположения насосной станции должно быть наиболее благоприятным для производства строительных работ (плотные грунты, низкий уровень подземных вод и т. д.). Однако практически выполнить это требование трудно.

Наиболее целесообразно канализационные насосные станции размещать на свободных территориях вблизи промышленных предприятий (исключая пищевые), складских помещений или на зеленых массивах. На застроенной территории города станции следует располагать в глубине квартала и устраивать аварийные выпуски в ливневую сеть.

По санитарным условиям насосные станции располагают в отдельных зданиях на расстоянии не менее 20—30 м от жилых и общественных зданий. При отсутствии свободной территории это расстояние может быть уменьшено по согласованию с органами Государственного санитарного надзора. По периметру территории насосных станций необходимо устраивать защитную зеленую зону шириной не менее 10 м. При размещении насосной станции у жилых зданий следует учитывать этажность застройки, розу ветров и производительность станции.

В зоне затопления паводковыми водами насосные станции необходимо располагать так, чтобы отметка порога входа была не менее чем на 0,5 м выше расчетного максимального горизонта паводковых вод.

Выбор места расположения канализационной насосной станции должен быть согласован с местными органами Советов народных депутатов, органами Государственного санитарного надзора и бассейновой инспекцией Министерства водного хозяйства РСФСР.

При определении числа насосных станций следует помнить о том, что многократное перекачивание сточных вод крайне нежелательно, так как капитальные затраты на устройство насосной станции и эксплуатационные расходы по перекачиванию сточных вод очень велики.

Насосные станции рекомендуется располагать так, чтобы они размещались на пересечении минимум двух встречных самотечных коллекторов одинакового заложения. Этот прием значительно удешевляет стоимость строительства как коллекторов, так и насосных станций, но несколько увеличивает длину напорного трубопровода.

Место расположения насосной станции, перекачивающей сточные воды на очистные сооружения, выбирают на основании сравнения различных вариантов. При расположении насосной станции на очистных сооружениях отпадает необходимость в строительстве отдельных вспомогательно-производственных помещений. Станцию можно использовать и для перекачивания уплотненного активного ила, дренажных вод иловых площадок, осадка из первичных отстойников. Приемный резервуар можно использовать для опорожнения отстойников. Во многих случаях отпадает необходимость в строительстве служебных и некоторых бытовых помещений. Однако в этом случае увеличивается длина и заглубление главного коллектора и главной канализационной насосной станции. При расположении насосной станции у канализуемого объекта строительная стоимость напорных водоводов увеличивается, возрастает расход электроэнергии и, следователь-

но, возрастают эксплуатационные расходы, но отпадает необходимость в строительстве дорогостоящего самотечного коллектора. Решение о размещении насосной станции необходимо обосновать технико-экономическим расчетом.

§ 73. Классификация канализационных насосных станций, схемы устройства

По роду перекачиваемой жидкости канализационные насосные станции делятся на четыре группы: для перекачивания бытовых сточных вод; производственных сточных вод; атмосферных вод; осадков.

Насосные станции первой группы находятся на канализационной сети. В зависимости от места расположения в общей схеме канализации города и выполняемых функций станции могут быть:

районными, перекачивающими сточные воды от отдельных районов канализуемой территории из лежащих ниже коллекторов в лежащие выше;

главными, перекачивающими сточную жидкость, отводимую со всей канализуемой территории на очистные сооружения.

К устройству насосных станций второй группы предъявляется целый ряд специфических требований в зависимости от рода перекачиваемой сточной жидкости. Например, агрессивность сточной жидкости по отношению к бетону, чугуну, стали требует защиты резервуаров от разрушения, применения специальных насосов и устройств для периодической промывки установок чистой водой.

Станции третьей группы сооружают на сети дождевой канализации в тех случаях, когда нельзя отвести атмосферные воды самотеком к месту сброса.

Насосные станции четвертой группы находятся в составе сооружений очистки сточной жидкости и обработки осадка. Такие станции служат для перекачивания осадка из первичных отстойников в метантенки, сброженного осадка из метантенков на сооружения по обработке осадка, уплотненного активного ила в метантенки, активного ила из вторичных отстойников в регенератор активного ила или в аэротенки, песка из песколовок. Кроме того, их сооружают для повышения напора в осадкопроводах большой протяженности (транзитные насосные станции).

Наличие перечисленных насосных станций не обязательно во всех технологических схемах очистки сточных вод. Их устройство зависит от рельефа площадки и пропускной способности станций очистки сточных вод. Например, в зависимости от высотного расположения иловых площадок сброженный осадок из метантенков можно выпускать самотеком.

На станциях очистки сточных вод небольшой пропускной способности (до 30 000 $м^3$/сут) не всегда требуется постройка самостоятельных зданий насосных станций, насосные установки размещают в камерах управления первичных отстойников (для перекачивания свежего и сброженного осадка).

Насосные агрегаты для перекачивания активного и избыточного активного ила, как правило, устанавливают в одном машинном зале и объединяют с воздуходувной станцией. Только на очень крупных станциях насосные станции для перекачивания активного ила сооружают отдельно.

Если взаимное расположение отдельных сооружений станции очистки сточных вод и рельеф местности благоприятствует объединению насосных агрегатов различного назначения, то в одном машинном зале могут быть установлены насосы для перекачивания сырого осадка, сброженного осадка, уплотненного и активного ила. В каждом случае объединение насосных агрегатов в одном здании решается на основании технико-экономического расчета рассматриваемых вариантов и рельефа площадки очистных сооружений.

Технологический процесс перекачивания сточной жидкости состоит из двух последовательных операций: ос-

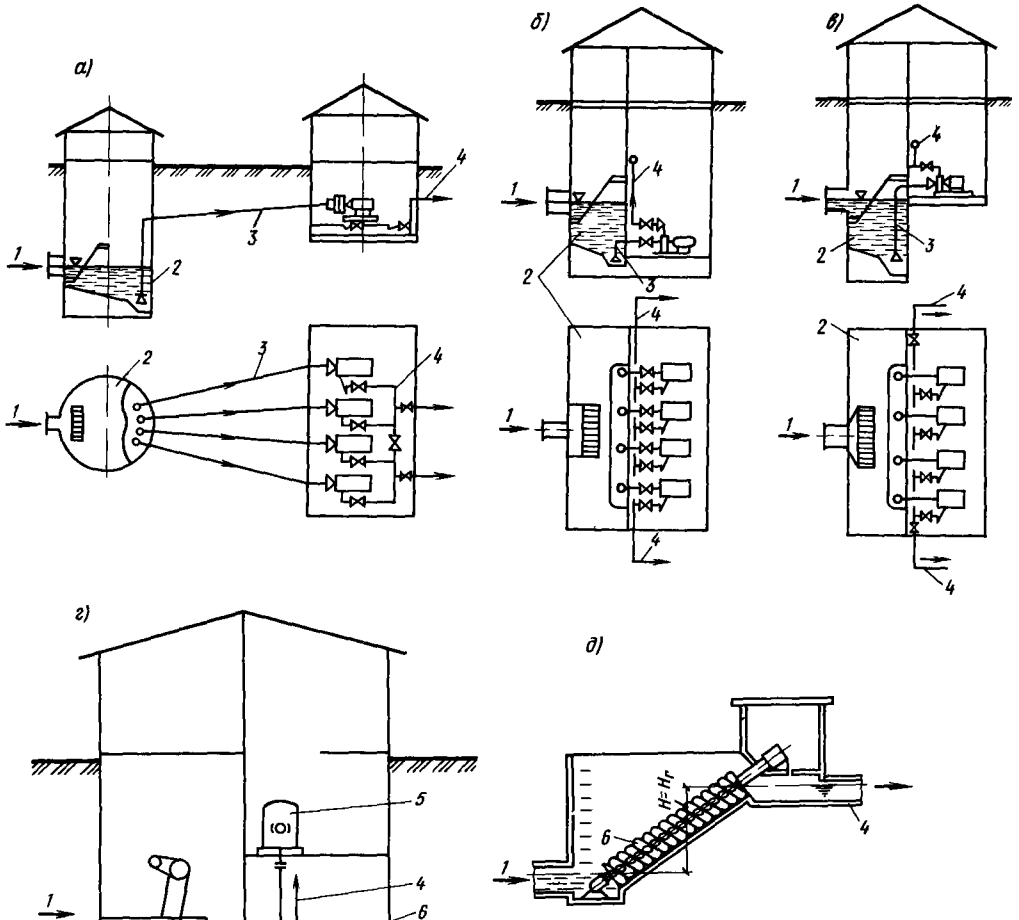


Рис 11 1 Схемы канализационных насосных станций

а—раздельная; *б*—совмещенная, *в*—совмещенная на скальных грунтах, *г*—шахтная, *д*—со шнековыми подъемниками; *1*—подводящий коллектор, *2*—приемный резервуар *3*—всасывающие трубопроводы, *4*—напорные трубопроводы; *5*—электродвигатель, *6*—насос

вобождения сточной жидкости от содержащихся в ней отбросов, которые могут вызвать засорение насосов, и перекачивания. Следовательно, технологический процесс требует строительства двух помещений: помещения приемного резервуара с решетками и насосного зала.

Насосные станции классифицируют следующим образом:

по расположению приемного резервуара и помещения решеток относительно машинного зала—станции с раздельным расположением резервуара (рис. 11.1, *а*) и совмещенные (рис. 11.1, *б, в*);

по расположению насосных агрегатов относительно поверхности земли — станции незаглубленные (до 4 м), полузаглубленные (до 7 м) и шахтного типа (свыше 8 м) (рис. 11.1, *г*);

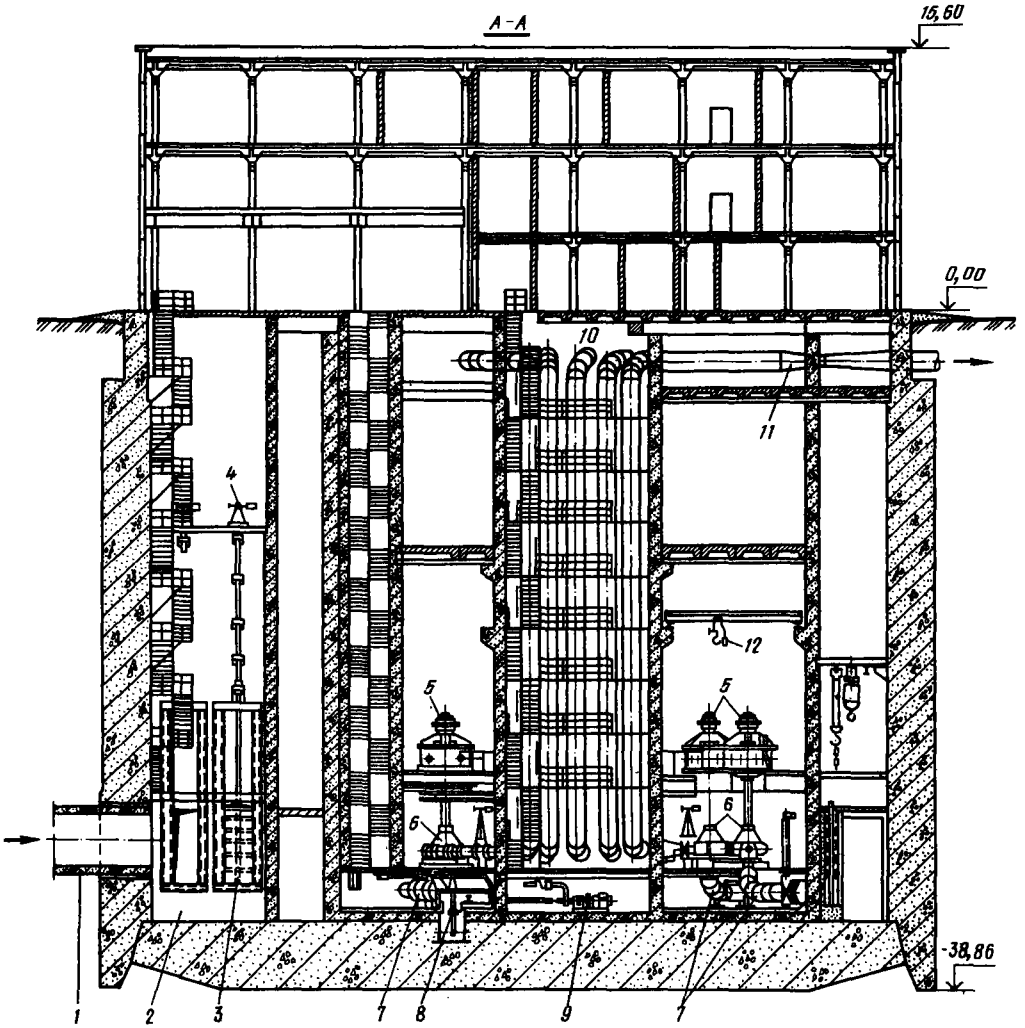


Рис. 11.2 Шахтная канализационная насосная станция

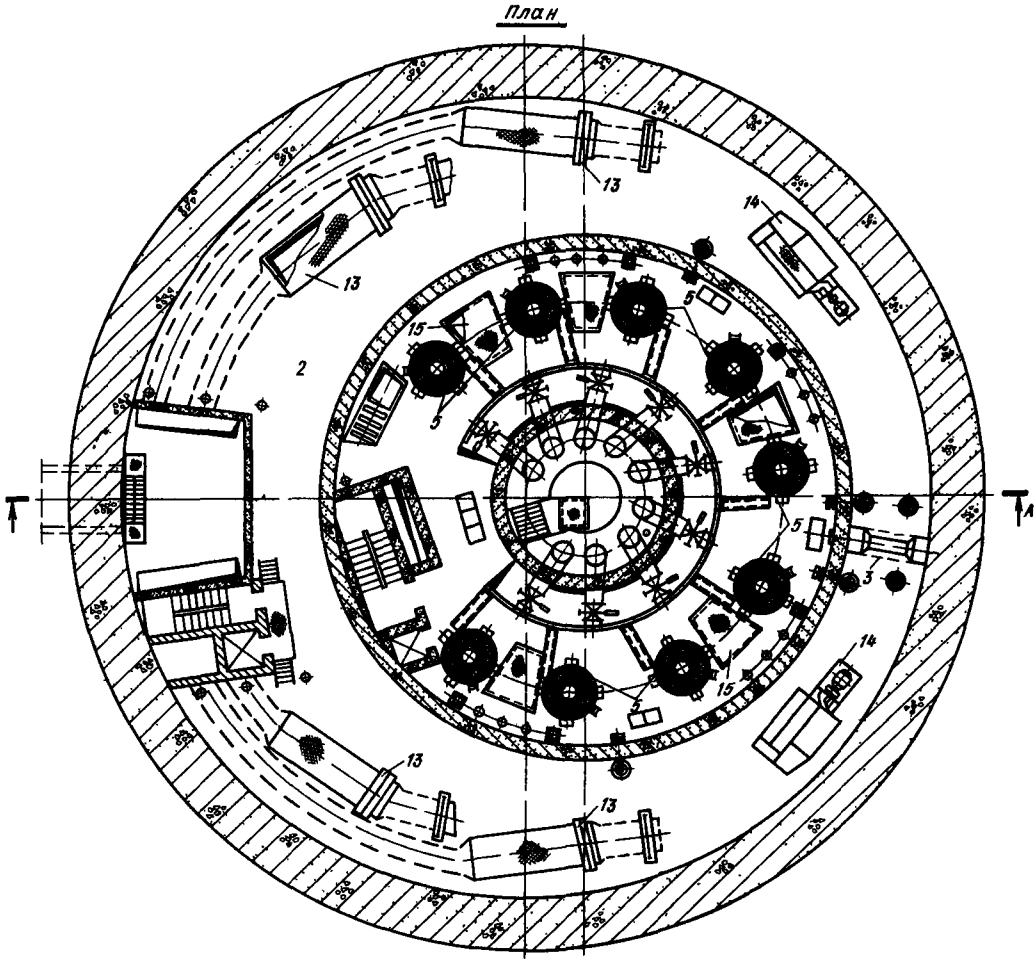
1—подводящий коллектор, *2*—приемный резервуар, *3*—шибер, *4*—электропривод шибера, *5*—электродвигатели, *6*—насосы, *7*—всасывающие трубопроводы; *8*—дренажный насос, *9*—аварийный насос; *10*—напорные трубопроводы, *11*—расходомер, *12*—кольцевой мостовой кран, *13*—решетки, *14*—дробилки, *15*—монтажный люк

в зависимости от типов установленных насосных агрегатов — станция с горизонтальными, вертикальными или осевыми насосами;

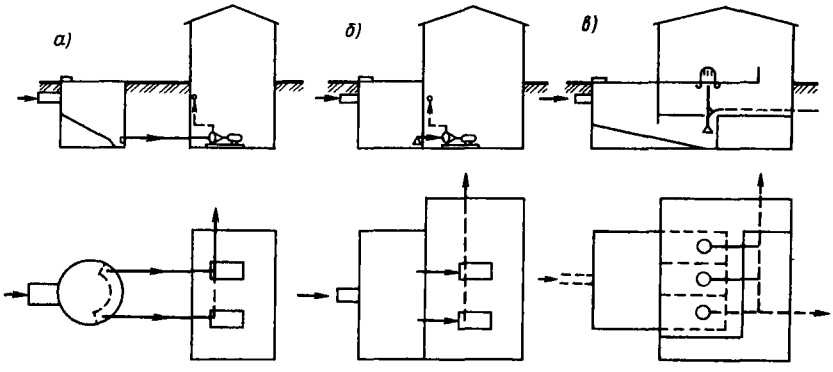
по системе управления агрегатами — станции с ручным управлением, полуавтоматизированные, автоматизированные с местным диспетчерским пунктом и автоматизированные с телеуправлением (управление насосными агрегатами осуществляется с помощью средств телемеханики).

Канализационные насосные станции, как правило, сооружают в самых низких точках территории канализуемого объекта, вблизи водоемов, иногда на забсложенной пойме реки, т. е. на участках, для которых характерно высокое стояние грунтовых вод, наличие плывунов и слабых грунтов. В этих условиях целесообразно строить станции опускным способом: наиболее удобная форма здания — железобетонный стакан. Для станций шахтного типа даже при благоприятных гидрогеологических условиях такая форма здания станции оказывается наиболее выгод-

Рис. 11 3. Схемы насосных станций для перекачивания илов и осадков



ной и по конструктивным соображениям. В настоящее время для всех станций подачей до 50 — 160 тыс. м^3/сут принимают круглую форму здания в плане (диаметр шахты может достигать 25—50 м). Опыт строительства канализационных насосных станций в Москве и Ленинграде показывает, что станции большой подачи (0,5 — 1 млн. м^3/сут) шахтного типа при благоприятных гидрогеологических условиях также экономически целесообразно строить опускным способом. Строительство подобных



станций прямоугольной формы в открытом котловане требует устройства весьма сложного и дорогостоящего крепления его стен и водопонижения, что чрезвычайно стесняет производство работ и ведет к увеличению сроков строительства.

Преимущества опускного способа строительства насосных станций еще более возросли в связи с освоением устройства тиксотропной рубашки, состоящей из глинистого раствора, нагнетаемого в пространство между грунтом и стенкой опускного колодца. Применение тиксотропной рубашки позволяет уменьшить толщину монолитных или сборных стен опускного колодца. Преимущества этого способа строительства еще больше возрастают в связи с освоением способа строительства стены в грунте.

Незаглубленные здания насосных станций сооружают обычно прямоугольной формы, позволяющей более удобно расположить насосные агрегаты и способствующей лучшей компоновке производственно-вспомогательных и бытовых помещений. Кроме того, прямоугольная форма здания позволяет использовать при строительстве станции типовые строительные детали. Поэтому даже для станций, имеющих подземную часть круглой формы, наземную часть, как правило, выполняют прямоугольной.

Раздельная схема насосной станции наиболее благоприятна в санитарном отношении, так как приемный резервуар и помещение решеток полностью изолированы от машинного зала и производственно-вспомогательных помещений, где постоянно находится обслуживающий персонал. К недостаткам этой схемы следует отнести увеличение эксплуатационных расходов и строительной стоимости, большую длину всасывающих труб и, следовательно, усложнение эксплуатации. Поэтому такая схема применяется сравнительно редко.

На автоматизированных насосных станциях рекомендуется устанавливать насосы под залив, так как это значительно упрощает схему автоматизации управления насосными агрегатами.

Схему насосной станции, приведенную на рис. 11.1, *в*, рекомендуется применять при строительстве на скальных грунтах. Для уменьшения заглубления резервуара решетки располагают в отдельном помещении. Приемный резервуар выполняют в виде канала для размещения всасывающих труб. В слабых грунтах эту схему применять нельзя, так как расположение плит пола машинного зала на нарушенном грунте может привести к неравиомерной осадке, появлению трещин и нарушению гидроизоляции.

На рис. 11.1, *д* приведена схема канализационной насосной станции, оборудованной шнековыми насосами. В этой схеме отсутствуют решетки, так как шнековые насосы практически незасоряемые и могут перекачивать жидкости с весьма крупными включениями. Сточная жидкость по подводящему каналу поступает в распределительный канал и подводится к насосам. Насосы подают жидкость в верхний отводящий канал.

На рис. 11.1 рассмотрены наиболее распространенные схемы компоновки насосных станций. Применяются и другие схемы: например, для крупных шахтных станций можно применить схему с расположением машинного зала в середине приемного резервуара (рис. 11.2). Установка насосных агрегатов по концентрической кривой позволяет увеличить число установленных насосов при том же диаметре шахты насосной станции.

Особенностью схемы насосных станций для перекачивания осадка и илов является отсутствие помещения решеток (так как осадок уже прошел механическую очистку и подвергся дроблению), производственных и бытовых помещений (за исключением санузла), которые объединяются в общий комплекс для всей очистной станции. Поскольку помещения решеток отсутствуют, приемные резервуары строят закрытого подземного

типа отдельно стоящими (рис. 11.3, *а*) или совмещенными (рис. 11.3, *б*). На всех станциях по перекачиванию осадка насосы следует устанавливать под залив. Кроме того, необходимо предусмотреть подачу чистой воды из водоема (очищенной сточной) для периодической промывки резервуаров, насосной установки и напорных трубопроводов.

На насосных станциях для перекачивания активного ила рекомендуется устанавливать осевые насосы (рис. 11.3 *в*), так как высота подъема ила обычно 6—8 м, а количество его достигает 50% объема сточной жидкости. Кроме того, габариты осевых насосных агрегатов меньше габаритов центробежных, что позволяет уменьшить площадь станции. Поскольку осевые насосы работают с подпором, станции следует заглублять.

Транзитные насосные станции аналогичны насосным станциям для перекачивания осадков. Если по условиям транспортирования осадка устройство резервуара для опорожнения трубопровода не требуется, то схема станции упрощается—станция имеет лишь одно помещение машинного зала.

При проектировании и строительстве насосных станций следует обращать особое внимание на гидроизоляцию подземной части, которая должна быть водонепроницаемой. Гидроизоляцию выполняют в соответствии с указаниями по проектированию и устройству гидроизоляции подземных частей промышленных и гражданских зданий и сооружений. Стены зданий должны быть покрыты гидроизоляцией не менее чем на 0,5 м выше уровня подземных вод. На правильно спроектированной и построенной насосной станции не должно быть ни подтеканий воды в колодец, ни вытеканий из него.

§ 74. Приемные резервуары канализационных насосных станций

Вместимость приемного резервуара выбирается по требованиям СНиП (минимальная вместимость приемного резервуара должна быть не менее 5-мин подачи самого крупного из установленных насосов), по графику притока и откачки сточной жидкости и по конструктивным соображениям размещения насосного оборудования, безопасности и удобства его обслуживания.

Приток сточных вод к насосной станции по часам суток, как правило, неравномерный. Для обеспечения максимально возможного оптимального режима работы насосов необходимо установить в зависимости от их подачи требуемую регулирующую вместимость приемного резервуара, определяемую по совмещенному графику притока бытовых сточных вод (с учетом режима поступления сточных вод от промышленных предприятий) и откачки сточной жидкости.

График притока бытовых сточных вод в резервуар по часам суток принимают в зависимости от общего коэффициента неравномерности, который определяют в соответствии с расчетным расходом воды на последнем участке подводящего коллектора перед насосной станцией.

Приток производственных сточных вод принимают по данным технологического процесса на промышленном предприятии.

График режима работы насосов стремятся максимально приблизить к графику притока сточной жидкости с тем, чтобы получить минимальную вместимость резервуара. Большая вместимость резервуара канализационной насосной станции неприемлема вследствие того, что поступающие сточные воды содержат значительное количество загрязнений, которые могут осаждаться в резервуаре, в результате чего сточные воды будут загнивать. Для определения подачи насосов можно воспользоваться ступенчатым или интегральным графиком, нанося на него кривые притока и откачки.

При проектировании насосных станций подачу насосов обычно принимают равной максимальному часовому притоку. Однако и в этом случае СНиП предусматривает создание ми-

нимальной приемной вместимости на 5-мин подачу одного насоса.

На малых и средних насосных станциях для обеспечения оптимального режима работы насосов в часы минимального и среднего притока необходима установка регулируемой вместимости. В часы минимального и среднего притока подача насосов превышает приток жидкости и их приходится часто выключать и включать. Математически доказано, что для станций с однотипными насосами наибольшее число включений насоса будет наблюдаться в период, когда приток будет равен (или близок) половине подачи.

Большое число включений позволяет сократить вместимость приемного резервуара, но значительно усложняет эксплуатацию насосной станции и оказывает неблагоприятное влияние на электроаппаратуру управления насосами и на систему энергоснабжения. Поэтому частота включения насосных агрегатов в течение 1 ч допускается до трех при ручном управлении и до пяти при автоматическом управлении. Опыт эксплуатации насосных станций показывает, что при мощности электродвигателя выше 50 кВт с автоматическим управлением рекомендуется принимать не более трех включений в час. Крупные агрегаты обычно работают несколько часов без перерыва.

Анализ режима работы насосных агрегатов при ограничением числе включений проще всего произвести графически (рис. 11.4). На оси ординат откладываем значения притока сточной жидкости и подачи насосов в процентах от суточного притока, а на оси абсцисс—время в минутах. Подачу насосов, согласно требованиям СНиП, принимаем равной максимальному часовому притоку, например для коэффициента часовой неравномерности $K_{общ}=1{,}8Q_{ч\ макс}=7{,}5\%$, поэтому на графике линии притока и откачки в час максимального притока совпадают (линия *1*).

Для построения графика подачи насосов в часы 50%-ного притока от

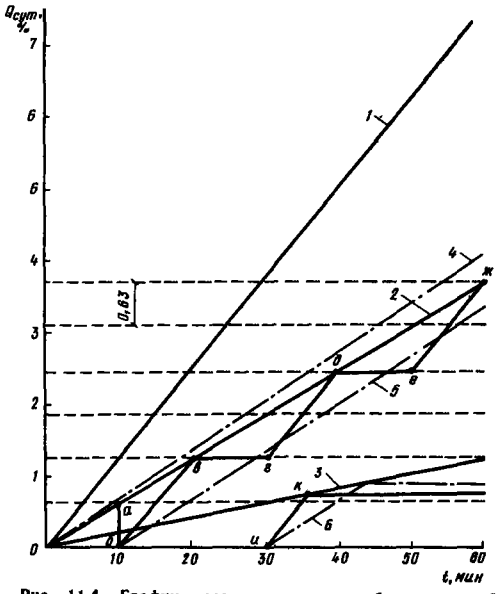


Рис. 11.4. График часового режима работы насосной станции

максимального (линия *2*) и минимального (линия *3*) притока определяют минимально допустимую вместимость резервуара в процентах от максимального часового притока. Например, $q_{ч\ макс}=7{,}5\%$, тогда $W_{мин}=7{,}5:(60:5)=0{,}63\%$. Полученное значение $W_{мин}$ откладывают на оси ординат и проводят пунктирные линии, параллельные оси абсцисс. Точки пересечения пунктирных линий с линиями притока соответствуют моменту наполнения резервуара и необходимости включения в работу насосов. Из точки пересечения пунктирной линии с линией притока (точка *а*) опускают перпендикуляр на ось абсцисс и из полученной точки *б* проводят линию *бв*, параллельную линии подачи насосов *1*, до пересечения с линией притока *2*. Точка пересечения линий притока и откачки *в* соответствует моменту опорожнения резервуара и выключения насосов из работы.

Горизонтальный участок *вг* соответствует времени наполнения резервуара и интервалу времени между выключением и включением насосов. При достижении разности ординат линии *2* и горизонтального участка *вг*, равной принятой вместимости, насосы включаются в работу—

линия *гд*. Ломаные линии *бвгдеж* и *икл* являются графиками режима работы насосов в часы 50%-ного и минимального притока.

На рис. 11.4 видно, что принятая вместимость резервуара обеспечивает допускаемую частоту включения насосных агрегатов. Принятую вместимость резервуара уточняют по требованиям СНиП к установке насосных агрегатов и трубопроводов.

Если предполагается, что в час максимального притока будут работать два насоса, то в час 50%-ного притока от максимального и час минимального притока может работать один насос. Тогда при его подаче, равной (7,5:2) 1,1 = 4,13% (линия *4*), насос при 50%-ном притоке будет работать постоянно в течение 1 ч (линия *5*), а при минимальном притоке потребуется одно выключение в 1 ч (линия *6*).

Минимальная регулирующая вместимость приемного резервуара, м^3, при заданном числе включений насосов в час минимального притока может быть определена и аналитически:

$$W_{\text{мин}} = \frac{Q_{\text{пр}}}{n}\left(1 - \frac{Q_{\text{пр}}}{Q_{\text{н с}}}\right),$$

где $Q_{\text{пр}}$ — минимальный часовой приток, м^3; n — число включений в 1 ч; $Q_{\text{н с}}$ — подача насосной станции, м^3

На насосных станциях большой подачи приемным резервуарам придают форму распределительного канала, имеющего достаточную длину и глубину для размещения в нем всасывающих труб всех насосных агрегатов и минимального заглубления входных воронок.

Приемный резервуар, имеющий достаточную вместимость для накопления сточной жидкости, позволяет вести откачку более равномерно, используя оптимальную подачу насосов, несмотря на неравномерность притока сточной жидкости в течение суток. Правильно определенная вместимость приемного резервуара позволяет максимально использовать установленные насосные агрегаты и повысить КПД насосной станции.

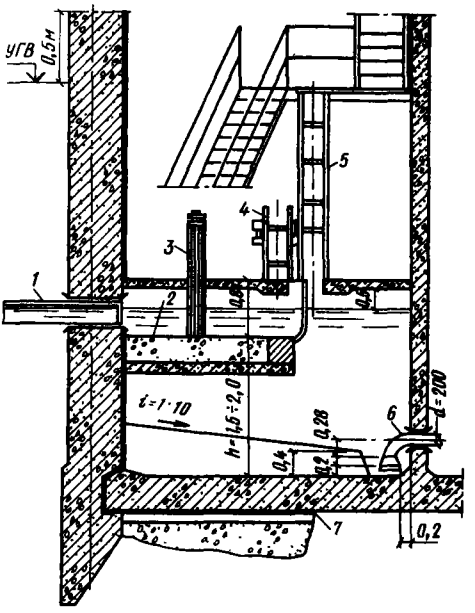


Рис. 11.5 Приемный резервуар

1—подводящий коллектор, *2*—распределительный канал; *3*—шибер, *4*—дробилка; *5*—решетка РМВ, *6*—всасывающий трубопровод, *7*—гидроизоляция

Резервуар, совмещенный с насосной станцией, должен быть отделен от машинного зала глухой воздухо- и водонепроницаемой стеной с тщательно выполненной гидроизоляцией торкретбетоном. В местах прохода трубопроводов через стенки резервуара устанавливают сальниковые устройства.

Глубину рабочей части приемного резервуара (рис. 11.5) следует принимать не менее 1,5—2 м для малых и средних станций и 2,5 м и более для крупных. Дну приемного резервуара придают уклон от наружных стен к приямку не менее 0,05—0,1. Опыт эксплуатации насосных станций Москвы и Ленинграда показывает, что для лучшего подвода осадка к всасывающим трубам уклон дна следует принимать бóльшим, чем рекомендует СНиП, на 0,05—0,1.

Взмучивание осадка, выпадающего в резервуаре, производят с помощью различных систем. Перфорированные трубы укладывают по периметру резервуара, а открытые выпуски труб — у входных воронок всасывающих трубопроводов. В системы взмучивания подают воду из

напорного трубопровода сточной жидкости. Минимальный диаметр трубопроводов взмучивания принимают не менее 50 мм в зависимости от ширины прозоров прутьев решетки, так как при больших прозорах решетки будут пропускать крупные взвешенные вещества, которые могут вызвать засорение труб. Система перфорированных труб быстро выходит из строя ввиду частых засорений, поэтому она применяется весьма редко. Более эффективно работает система открытых выпусков труб.

Осадок из мертвых зон резервуара периодически смывают с помощью шланга с брандсбойтом. Эту операцию производят во время профилактического ремонта резервуара или в часы минимального притока, позволяющего полностью откачать жидкость из резервуара.

На средних и крупных насосных станциях резервуары рекомендуется разделять на две части для улучшения условий очистки, осмотра и ремонта. На станциях с подачей 150 тыс.м^3/сут и более разделение резервуара обязательно.

Наивысший уровень воды в приемном резервуаре принимается равным отметке лотка подводящего коллекора во избежание подпора воды и отложения осадка в коллекторе. Практика показала, что осадок, выпавший в коллекторе в период его подтопления, не отмывается полностью, если даже в дальнейшем откачка будет превышать приток. Смыв осадка возможен лишь при условии, если скорость движения воды в коллекторе будет значительно превышать самоочищающую скорость.

Перекрытие резервуара устанавливают на 0,5 м выше наивысшего расчетного уровня сточной жидкости в резервуаре. В перекрытии резервуара устраивают два люка (диаметром 0,7 м). Для спуска в резервуар в стену заделывают ходовые скобы.

В помещении приемного резервуара насосной станции сточная жидкость освобождается от отбросов с помощью решеток, устанавливаемых в подводящих каналах. Отбросы, задержанные на решетках, снимаются механическими граблями или вручную, измельчаются в дробилках и спускаются в подводящий канал до места установки.

Для предохранения насосов от засорения перед ними устанавливают решетки с шириной прозоров, применяемых в зависимости от типоразмера насоса (см. ниже таблицу).

Изменение ширины прозоров в решетке резко сказывается на количестве отбросов, задерживаемых на решетке. Так, например, при увеличении прозоров с 20 до 40 мм количество задержанных отбросов уменьшается примерно в 2—2,5 раза. Если насосная станция перекачивает сточную жидкость непосредственно на очистные сооружения, то независимо от установленных насосов принимают решетку с шириной прозоров 16 мм, а на очистных сооружениях решетки не устанавливают.

У нас в стране применяют три типа неподвижных решеток с очисткой их механическими граблями и выгрузкой задержанных отбросов на сортировочный стол или на транспортирующее устройство. В зависимости от схемы очистки решетки, направления движения граблины и места расположения ее по отношению к направлению движения потока решетки подразделяют следующим образом:

московского типа — устанавливают под углом 60—80° к горизонту и очищают граблями, которые движутся перед решеткой по течению сточной жидкости (рис. 11.6);

ленинградского типа—устанавливают также под углом 60° к горизон-

Марка насоса	СД16/27, СД81/18	СД144/46, СД216/24	СД450/22,5; СД450/95	СД800/32, СД1400/17,5	СД2400/75,5, СД2700/26,5	СД400/28; СД9000/45
Ширина прозоров в решетке, мм	20	40	60	90	100	До 120

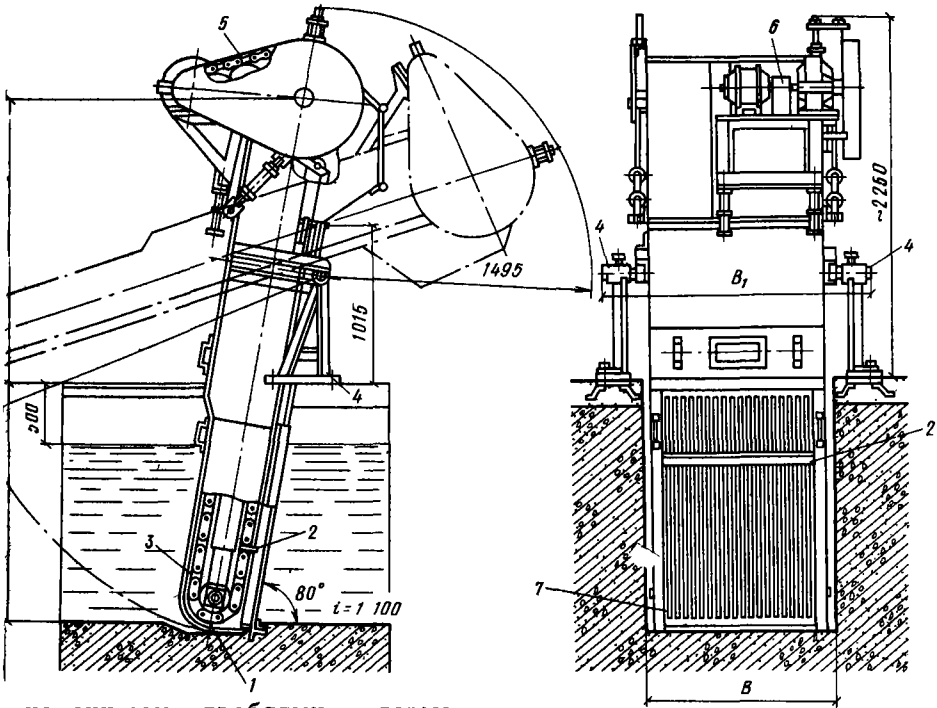


Рис. 11 6. Механизированная решетка типа МГТ

1—ведомая звездочка; *2*—грабли; *3*—тяговая цепь грабель; *4*—шарнирные опоры, *5*—цепь привода; *6*—привод, *7*—решетка

ту, но очищают граблями, которые движутся за решеткой по течению сточной жидкости;

вертикальная — очищается граблями, которые движутся за решеткой по течению потока (рис. 11.7).

Решетка московского типа, разработанная Гипрокоммунводоканалом, состоит из неподвижной решетки, грабель и приводной станции. Электродвигатель через редуктор и приводиую цепь приводит во вращение две ведущие звездочки и соответственно две тяговые бесконечные цепи, между которыми закреплены грабли. Ведомые (направляющие) звездочки находятся в нижней части корпуса решетки и погружены в сточную жидкость. Число граблин устанавливают в зависимости от количества задерживаемых отбросов, но не более четырех. Если в процессе эксплуатации выяснится, что количество загрязнений невелико, то число граблин может быть уменьшено до единицы. Граблины, двигаясь снизу вверх, своими зубьями входят в прозоры решетки и извлекают задержанные ею загрязнения. В верхней части корпуса решетки граблины очищают скребковым сбрасывателем, который

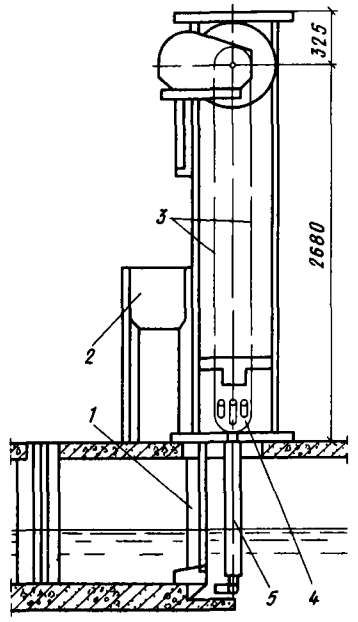


Рис. 11.7. Вертикальная решетка РМВ

1—решетка; *2*—дробилка, *3*—тяговые цепи; *4*—катки, *5*—граблн

Таблица 11.1

Марка решетки	Размеры канала перед решеткой, мм		Площадь прохода решетки, м²	Пропускная способность по воде, тыс м³/сут	Ширина решетки B_1	Радиус (от оси шарнира до низа решетки)	Масса, кг
	B	H			мм		
РММВ-1000	1000	1000	0,3	26	—	—	1690
МГ9Т-1000	1000	1200	0,38	33	1425	2050	1320
МГ7Т	800	1400	0,39	35	1338	2100	1000
МГ11Т	1000	1600	0,57	50	1520	2425	1500
МГ10Т	1000	2000	0,74	65	1580	2850	1800
МГ8Т	1400	2000	1,25	110	1955	2850	1657
МГ12Т	1600	2000	1,5	130	2175	2850	1870
МГ6Т	2000	2000	1,9	165	2675	2850	1961
МГ5Т	2000	3000	2,1	185	2675	3810	2690

Примечания 1 Площадь прохода для наклонных решеток соответствует проекции фактического свободного прохода рабочей части решеток на вертикальную плоскость
2 Пропускная способность по воде соответствует пропускной способности при скорости в прозорах незасоренной решетки, равной 1 м/с, и максимальном наполнении канала (500 мм от уровня пола)

сгребает отбросы с них на сортировочный стол или на транспортирующее устройство. Корпус решетки закрепляется над подводящим каналом на шарнирной опоре, и в случае необходимости осмотра и ремонта нижней части решетки она легко может быть повернута в шарнире опоры.

К недостаткам этого типа решеток следует отнести возможность защемления граблин в момент входа зубьев граблин в прозоры решеток и продавливание отбросов в прозоры решеток зубьями граблин.

Решетки московского типа работают надежно и хорошо зарекомендовали себя за период многолетней эксплуатации.

Завод «Водмашоборудование» изготовляет решетки этого типа девяти типоразмеров (табл. 11.1).

Решетки ленинградского типа применяют в основном на ленинградской системе канализации. Эти решетки имеют те же узлы, что и решетки московского типа. К достоинствам этого типа решеток следует отнести расположение очищающих граблин за решеткой, которое предохраняет их от случайных повреждений и защемлений, исключает продавливание задержанных отбросов при очистке решетки и допускает большое накопление отбросов перед решеткой без опасения перегрузки очищаемого механизма. К недостаткам решеток можно отнести следующее: прутья решетки шарнирно закреплены в нижней части, находящейся в сточной жидкости; шарнирная опора решетки расположена в верхней части решетки; до 15—20% задержанных отбросов, захватываемых граблинами, сваливается обратно в канал.

Решетка механическая вертикальная РМВ (см. рис. 11.7) устанавливается в подводящем канале вертикально. Очищается она механическими граблями, которые присоединены к двум тяговым бесконечным втулочно-роликовым цепям. Траектория движения граблины обеспечивается соответствующей системой направляющих уголков, укрепленных в корпусе решетки, и четырьмя катками, смонтированными на подвесках граблины. Отбросы выгружаются на сортировочный стол дробилки.

К достоинству этого типа решеток следует отнести то, что привод исполнительного механизма (цепи, звездочки, валики) не соприкасается со сточной жидкостью. Однако они имеют тот же недостаток, что и решетки ленинградского типа, т. е. отбросы, захватываемые зубьями граблины, сваливаются обратно в канал. В настоящее время разработан типовой проект решетки РМВ 600/800 для канала шириной 600 и высотой 800 мм, пропускной способностью (по воде) 17—23 тыс. м³/сут; ширина прозоров 16, 40 и 60 мм, площадь прохода 0,2; 0,25 и 0,27 м².

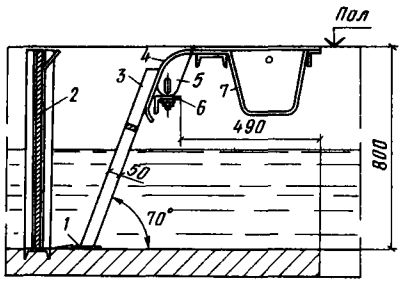


Рис. 11.8. Решетка с ручной очисткой

1—нижняя опора; *2*—шиберный затвор, *3*—решетка, *4*—козырек, *5*—ребро жесткости, *6*—верхняя опора; *7*—дырчатое корыто

При количестве отбросов 0,1 м^3/сут и более устанавливают решетки с механизированной очисткой. При количестве отбросов менее 0,1 м^3/сут допускается установка решеток с ручной очисткой. Решетки с ручной очисткой (рис. 11.8) не выпускают серийно, их изготовляют непосредственно на строительной площадке. Прутья решетки выполняют из полосовой стали. Сечение прута выбирают из условия обеспечения его жесткости. При изготовлении решетки особое внимание следует обратить на форму верхней части. Этот узел должен быть выполнен так, чтобы зубья ручных грабель свободно проходили между прутьями, не цепляясь за верхнюю обвязку.

Очистка решеток ручными граблями производится один-два раза в смену — работа тяжелая и протекает в антисанитарных условиях. Поэтому на всех станциях, даже при небольшой производительности, рекомендуется устанавливать решетки с механической очисткой; решетка с ручной очисткой применяется в качестве резервной.

Для выбора решетки необходимо установить требуемую площадь живого сечения прохода рабочей части решеток, м^2, которую можно определить из выражения $\Sigma F_р = Q_{макс}/v$, где Q — максимальный приток жидкости, м^3/с; v— скорость движения жидкости в прозорах, м/с (СНиП рекомендуют принимать ее равной 0,8—1 м/с). Задаваясь числом рабочих решеток n, можно определить необходимую площадь живого сечения прохода рабочей части одной решетки, м^2: $F_р = \Sigma F_р/n$. Затем по табл. 11.1 подбирают решетку.

Число рабочих решеток следует принимать минимальным. Одиако нужно иметь в виду, что из работы могут быть выключены две решетки одновременно (одна в капитальном ремонте, а иа другой авария). Поэтому во избежание перегрузки решетки, оставшейся в работе, следует принимать меньшую скорость движения жидкости в прозорах, по сравнению с рекомендуемой СНиП. На основании опыта эксплуатации решеток рекомендуется прииимать скорость 0,6—0,8 м/с. Число резервных решеток принимают: при одной механизированной рабочей решетке — одна механизированная или ручная (лучше механизированная); при двух и более механизированных рабочих решетках — одна механизированная; при двух и более механизированных рабочих решетках с прозорами 16—20 мм — две механизированные решетки.

Для обеспечения удобного и безопасного обслуживаиия решеток следует оставлять проходы: между фронтом решеток и стеной — не менее 1,5 м; между решетками — не менее 1,2 м.

Решетки устанавливают в специальных каналах у устья подводящего коллектора на расстоянии не менее 0,5 м от лотка коллектора. Размеры канала принимают в зависимости от типа и размера решетки по табл. 11.1. Скорость движения жидкости в канале перед решеткой должна быть самоочищающей. Уменьшение скорости движения потока приводит к выпадению осадка в камере решеток. Повышение скорости также нежелательно, так как это приводит к продавливанию загрязнений через решетки.

В подводящем канале перед решеткой устанавливают шиберный затвор, позволяющий быстро перекрыть поток и выключить решетку из работы при повреждеиии грабель. Устройство постоянного затвора за решеткой затрудняет ее обслуживание, поэтому за решеткой

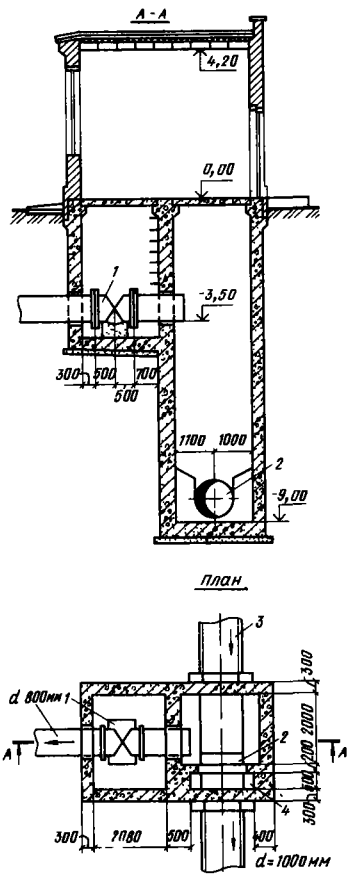


Рис. 11 9. Камерв аварийного затвора

1—задвижка аварийного выпуска, *2*—стальная труба, *3*—подводящий коллектор, *4*—шиберный затвор

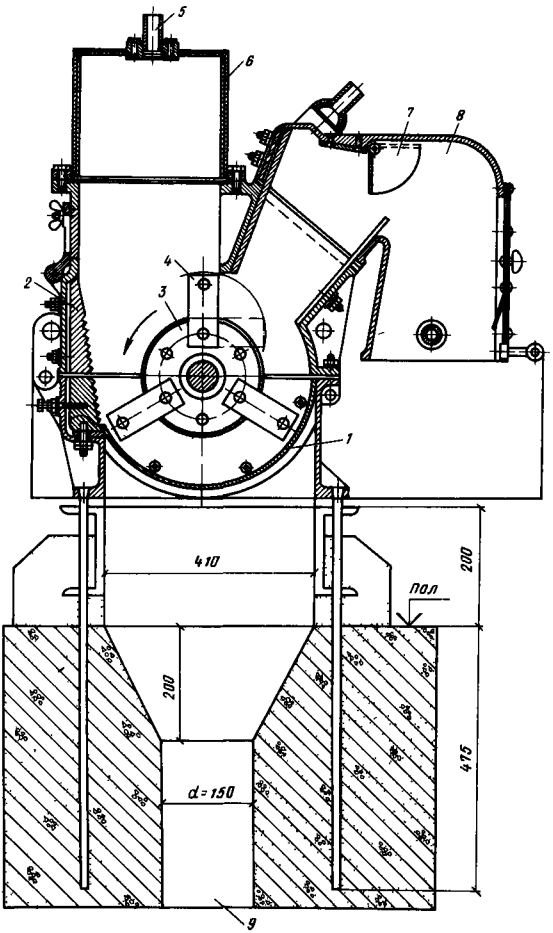


Рис 11 10 Молотковая дробилка

1—полуцилиндрическая решетка, *2*—зубчатые сегменты, *3*—ротор, *4*—молотки, *5*—подвод воды *6*—горловина дробилки, *7*—щиток отражатель, *8*—устройство для улавливания отбросов; *9*—канал

допускается устройство только пазов в стенках канала, в которые могут закладываться переносные щиты или шиберные затворы.

На крупных насосных станциях, где в ряд устанавливают несколько решеток, подводить сточную жидкость к распределительному каналу лучше всего с торца канала, что повышает равномерность загрузки решеток. При вводе подводящего коллектора в середине канала устанавливать решетку против устья коллектора не следует.

Для защиты помещения решеток от затопления при аварийном выключении насосных агрегатов на подводящем коллекторе должен быть установлен аварийный затвор (задвижка) с механизированным приводом, управляемым с поверхности земли (рис. 11.9) и имеющим дистанционное управление с диспетчерского пункта. Если аварийный затвор имеет электрифицированный привод, то двигатель должен быть подключен к сети аварийного питания и иметь параллельный ручной привод.

Затвор устанавливают в отдельной или пристроенной к помещению решеток камере. Для предупреждения образования подпора в сети и излива сточной жидкости через люки смотровых колодцев (при длительной остановке насосов) устраи-

вают аварийный выпуск в ближайший водоем (в отдельных случаях в дождевую сеть). Для уменьшения сброса сточной жидкости в водоем необходимо предусмотреть устройства для подключения насосов аварийных машин.

Задвижка аварийного выпуска должна быть опломбирована; открыть ее можно только с разрешения органов Государственного санитарного надзора. Выбор места для устройства аварийного выпуска также согласовывается с этими органами.

Наилучшим способом удаления отбросов, снятых с решеток, является их измельчение в машинах-дробилках и сброс обратно в подводящий канал перед решеткой для транспортирования и дальнейшей обработки вместе со сточной жидкостью.

На крупных насосных станциях предпочтение следует отдать схеме транспортирования отбросов, снятых с решеток непосредственно в метантенки. Это мероприятие способствует повышению эффективности работы песколовок, отстойников и других элементов очистных сооружений.

За последнее время среди специалистов по эксплуатации очистных сооружений распространяется мнение, что для повышения экономической эффективности работы очистных сооружений отбросы, снятые с решеток, наиболее целесообразно обрабатывать на фабриках по обработке мусора. Подобные фабрики строят рядом с канализационными очистными сооружениями. Однако это, по-видимому, будет целесообразно только для главных канализационных станций, расположенных на очистных сооружениях

Для дробления отбросов применяют молотковые дробилки, опыт эксплуатации которых показал, что они надежны в эксплуатации и хорошо измельчают отбросы. На насосных станциях применяют три типа дробилок с различным конструктивным решением отдельных узлов, но с одинаковым принципом дробления отбросов:

конструкции Мосводоканалниипроекта Д-3 (производительность 300—600 кг/ч);

конструкции завода «Водоприбор» (производительность 1000 кг/ч);

конструкции Гидропроекта (производительность 2000 кг/ч).

Дробилки конструкции завода «Водоприбор» и Гидропроекта устанавливают на крупных и средних насосных стаициях, оборудованных решетками с прозорами 16 мм. На мелких станциях устанавливают дробилки Д-3 (рис. 11.10).

Молотковые дробилки работают по следующему прииципу. Отбросы, загружаемые в горловиину дробилки, попадают на вращающийся ротор, состоящий из ряда параллельно установленных дисков, по окружности которых иа горизонтальных пальцах свободно подвешены молотки, выполненные в виде стальных пластии прямоугольиой формы. Ротор устанавливают в чугунном корпусе дробилки и заключают в полуцилиндрическую решетку (стальной лист с отверстиями), часть которой состоит из смеиных зубчатых сегмеитов. При вращении ротора отбросы получают вращательное движеиие и, попадая между молотками и зубчатым сегментом, раздробляются (разрываются) на мелкие части до состояния кашеобразной массы. Подаваемая в корпус дробилки вода (6—8 л на 1 кг отбросов) смывает размельчениые отбросы и вместе с ними сбрасывается через отверстия решетки в нижиюю часть корпуса, а затем в канал. Вода для удаления раздроблеиных отбросов подается из системы технического водопровода. На крупных канализационных насосных стаициях можно подавать воду из иапорного трубопровода сточной жидкости. Это допустимо только в том случае, если на станции устаиовлены решетки с прозорами не более 40 мм. В противном случае трубопровод, подающий воду к дробилкам, будет часто засоряться. При подаче воды из напорного трубопровода рекомеидуется запроектировать устройство для периодической промывки трубопровода, подводящего воду к дробилкам.

В дробилке Д-3 предусмотрено устройство для улавливания недро-

бимых отбросов. Не поддающиеся дроблению отбросы под действием центробежной силы выбрасываются вверх и, отскакивая от наклонного свободно подвешенного щитка-отражателя, попадают в ящик-накопитель, откуда периодически удаляются обслуживающим персоналом. Чаще применяют дробилки без устройства улавливателей недробимых отбросов. В этом случае их удаляют вручную с сортировочного стола (на мелких станциях) или с ленты транспортера (на крупных станциях) до подачи отбросов в дробилку.

Мосводоканалниипроектом разработана модернизированная дробилка ДМ-600, в которой повышена надежность улавливания недробимых отбросов и увеличены эффект дробления и производительность дробилки при сохранении габаритов дробилки Д-3.

На малых и средних насосных станциях дробилки работают периодически, перерабатывая суточное количество отбросов за 1—3 ч, поэтому в установке резервной дробилки нет необходимости, достаточно иметь запасную дробилку в собранном виде на складе. На крупных насосных станциях при непрерывном дроблении отбросов необходимо устанавливать резервную дробилку.

На станциях, оборудованных одной-двумя решетками типа РМВ 600/800, отбросы, сиятые с решеток, сбрасываются в дырчатое корыто-накопитель, а затем обслуживающим персоналом сдвигаются в загрузочную воронку дробилки. На станциях, оборудованных двумя решетками типа МГ, рекомендуется сортировочные площадки-накопители устанавливать под корпусами решеток. Снятые с решеток отбросы сбрасывают на сортировочные площадки, а затем перегружают в воронку дробилки. На крупных насосных станциях, где установлено несколько решеток, расположенных в ряд, для транспортирования отбросов применяют ленточные конвейеры.

Во всех схемах транспортирования отбросов от решетки к дробилке (и в тех случаях, когда дробилки не установлены) необходимо предусматривать удаление отбросов, не поддающихся дроблению. С этой целью у сортировочной площадки-накопителя устанавливают контейнер, а в перекрытии помещения решеток предусматривают люк, через который контейнер может быть поднят на поверхность земли и на автомашине вывезен на свалку.

Наиболее эффективным способом механической очистки сточной жидкости перед поступлением ее в насос являются решетки-дробилки (РРД, КРД и РД), которые задерживают и дробят отбросы под водой в потоке, проходящем через решетку, чем обеспечивается высокая степень санитарных условий и исключается сбрасывание отбросов с решетки и транспортирование их к дробилке.

Решетка радиальной дробилки РРД выполняется в виде сектора, а круглой КРД — в виде барабана (рис. 11.11). Частицы мусора и отбросов, находящиеся в сточной воде, задерживаются на решетке с прозорами 16 мм и с помощью вращающейся гребенки, зубья которой входят в прозоры решетки, подаются в приямок дробилки.

Дробилка решеток РРД и КРД смонтирована в специальной ячейке, расположенной рядом с каналом, в котором установлена решетка. На рабочем валу привода закреплен молот, который при вращении вертикального вала центробежной силой прижимается к внутренней поверхности дробильной решетки. Отбросы засасываются вместе со сточной водой в приемную камеру. Крупные отбросы, попадая между молотом и решеткой, измельчаются, продавливаются через ее прозоры и попадают в улитку в измельченном виде, откуда вместе со сточной водой выбрасываются в канал перед решеткой.

Решетки-дробилки РД, монтируемые в открытом подводящем канале, работают по следущему принципу (рис. 11.12). Сточная жидкость поступает на вращающийся барабан,

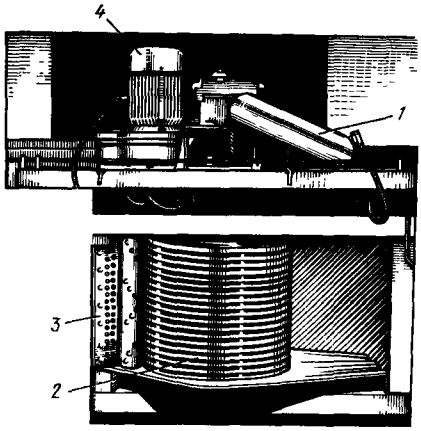


Рис. 11.11 Круговая решетка-дробилка КРД
1—привод дробилки; *2*—решетка, *3*—вращающаяся гребенка; *4*—привод гребенки

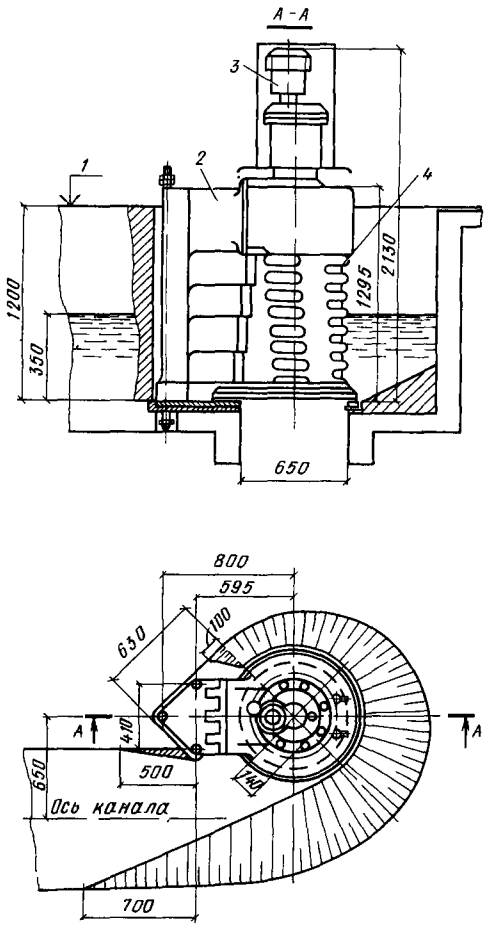


Рис. 11.12. Решетка-дробилка РД-600
1—распределительный канал, *2*—неподвижный корпус *3*—привод; *4*—вращающийся барабан

проходит через щелевые отверстия внутрь барабана и далее на выход из решетки-дробилки. Крупные фракции загрязнений, содержащиеся в сточной жидкости, задерживаются на перемычках между щелевыми отверстиями и при вращении барабана перемещаются к трепальным гребням, которые закреплены на неподвижном корпусе решетки-дробилки. При взаимодействии режущих пластин и резцов, закрепленных на барабане, с соответствующими режущими кромками трепальных гребней происходит дробление (резание) отбросов. Раздробленные отбросы вместе с потоком жидкости проходят внутрь барабана и затем выходят из решетки-дробилки. Решетки-дробилки устанавливают по схеме с изливом в резервуар (см. рис. 11.12).

Отечественная промышленность выпускает решетки-дробилки марок РД-200, РД-600, РРД-64, РРД-130, КРД-10 и КРД-40. К достоинствам этих решеток-дробилок следует отнести следующие:

в одной установке совмещены функции механизированной решетки и дробилки;

не нужны устройства для транспортирования и сортировки отбросов;

установка компактиа и проста в обслуживании;

малая ширина щелей барабана позволяет применять низконапорные насосы для чистой воды, имеющие КПД на 10—15% больше, чем динамические насосы для сточиых вод;

мощность установки невелика (например, при схеме удаления отбросов «решетка МГ7Т — дробилка Д-3» суммарная установленная мощность электродвигателей равна 21 кВт, а у соответствующей по производительности решетки-дробилки РД-600 — 1 кВт).

Отопление заглубленных приемных резервуаров насосных станций не требуется, так как теплопотери через стены резервуара незначительны, а температура сточной жидкости обычно не бывает ниже 10—12 °С. Если в помещении реше-

ток постоянно находится обслуживающий персонал, то температура воздуха в отопительный период не должна быть ниже 16 °С. Основными вредностями в помещении решеток являются газовые выделения, проникающие из подводящего канала и приемного резервуара. Для борьбы с газовыми выделениями устраивают приточную вентиляцию с подогревом воздуха (в отопительный период) и вытяжную вентиляцию с отсосами от канала решеток и от дробилок с десятикратным обменом воздуха в час. Для предупреждения поступления воздуха из канала решеток воздухораспределитель приточной вентиляции устанавливают в рабочей зоне помещения на высоте 2 м от пола, а отсос воздуха — в канале решеток, кроме того, воздуха поступает несколько больше, чем отсасывается.

§ 75. Расположение насосных агрегатов

На канализационных насосных станциях можно применять те же схемы расположения насосных агрегатов, которые применяют при проектировании водопроводных насосных станций. Наиболее рационально применять однорядную схему с параллельным расположением агрегатов в ряду и с расположением осей насосов перпендикулярно стене, отделяющей приемный резервуар от машинного зала. Так как для сточной воды применяют динамические насосы консольного типа, при однорядном расположении насосных агрегатов можно прокладывать всасывающие трубопроводы прямолинейно. Такая схема расположения насосных агрегатов имеет следующие преимущества:

прямолинейная трассировка всасывающего трубопровода уменьшает число фасонных частей и, следовательно, гидравлическое сопротивление во всасывающем трубопроводе;

небольшая требуемая ширина здания облегчает и упрощает строительные конструкции и конструкции подъемных механизмов;

создаются более равномерные гидравлические условия работы насосных агрегатов;

упрощается отвод воды.

Однорядная схема расположения насосных агрегатов получила преимущественное распространение как на малых, так и на больших насосных станциях с горизонтальными и вертикальными насосами. В зависимости от подачи станции и глубины заложения возможно и другое расположение насосов в помещении станции. Например, в один ряд по концентрической кривой (см. рис. 11.2) в середине приемного резервуара.

Для определения необходимой площади машинного зала нужно знать число и типоразмер насосов, намеченных к установке на насосной станции. Необходимую подачу насосов устанавливают по максимальному часовому притоку и графику откачки (см. § 73).

Для выбора насоса по каталогу необходимо знать второй параметр насоса — напор, определяемый по формуле

$$H = H_г + h_{w\,вс} + h_{w,\,н} + h_з,$$

где $H_г = Z_п - Z_р$ — геометрическая высота подъема жидкости, м (рис. 11.13); $h_{w,вс}$ — потери напора во всасывающем трубопроводе, м; $h_{w,н}$ — потери напора в напорном трубопроводе, м, $h_з$ — запас на излив жидкости из трубопровода (принимается равным 1 м).

При вычислении геометрической высоты подъема жидкости за отметку подъема сточных вод $Z_п$ принимают:

при присоединении напорного трубопровода к приемному колодцу или отводящему самотечному каналу выше горизонта сточных вод в них — отметку верха напорного трубопровода;

при присоединении напорного трубопровода ниже уровня сточных вод в приемном колодце или канале — отметку наивысшего расчетного уровня сточных вод в них;

при пересечении напорным трубопроводом возвышенности, имеющей отметку выше уровня сточной жидкости в приемном колодце или в отводящем канале, — отметку вер-

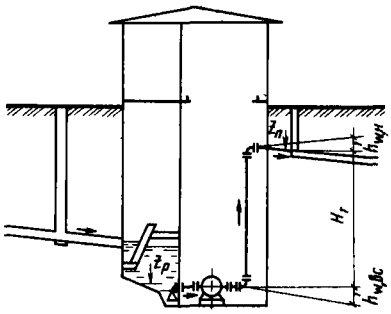


Рис. 11.13. Схема подачи сточной жидкости из заглубленного коллектора в верхний

ха трубопровода в точке максимальной возвышенности.

За расчетную отметку уровня сточных вод $Z_р$ принимают:

для станций с регулирующими резервуарами — отметку среднего уровня сточных вод в них, который принимают на 1 м ниже лотка подводящего коллектора;

для станций, не имеющих регулирующих резервуаров,— отметку уровня воды в подводящем коллекторе при минимальном притоке сточных вод на насосную станцию.

Насосы на канализационных насосных станциях рекомендуется устанавливать под залив. Если насосы устанавливают не под залив, следует проверить возможность работы насоса при понижении уровня воды в регулирующем резервуаре ниже среднего принятого уровня. При попадании режимной точки работы насоса в зону кавитации за расчетный уровень принимают наинизший допустимый уровень воды в приемном резервуаре.

На насосных станциях следует устанавливать по возможности однотипные насосы. Применение разнотипных насосов затрудняет их монтаж, эксплуатацию и ремонт. На станциях шахтного типа лучше всего устанавливать вертикальные насосы, так как насос и электродвигатель находятся в разных помещениях, расположенных одно над другим, и, следовательно, требуется меньшая площадь в плане для их установки.

Выбирая насос на заданную подачу, необходимо стремиться к тому, чтобы требуемая высота подъема сточной воды возможно точнее соответствовала напору, развиваемому насосом. Особенно это важно для работы насосов с пологой характеристикой в рабочей части, когда незначительное изменение напора, развиваемого насосом, приводит к резкому изменению подачи. На насосной станции следует устанавливать резервные насосы: при числе рабочих насосов до двух — один насос; при числе рабочих насосов более двух — два насоса. Если на станции установлены разнотипные насосы, то резервный агрегат принимают такого же типа, как насос, имеющий наибольшую подачу.

При размещении насосных агрегатов в машинном зале необходимо учитывать следующие основные требования:

насосные агрегаты и вспомогательное оборудование должны размещаться таким образом, чтобы были обеспечены свободный доступ к ним, а также удобство и безопасность их обслуживания;

профилактический ремонт насосного агрегата должен производиться на месте при работающих соседних агрегатах;

должно быть обеспечено визуальное наблюдение за работающими агрегатами, по возможности с одного пункта (лучшее решение — от щита управления);

на средних и крупных насосных станциях должно быть выделено место для монтажной площадки (см. § 62).

Для обеспечения свободного доступа к агрегатам и для безопасного их обслуживания предусматривают проходы. Расстояние между неподвижными выступающими частями трубопроводов и арматуры принимается не менее 0,7 м; между электродвигателями низкого напряжения (до 1000 В) — не менее 1 м, высокого напряжения — не менее 1,2 м; от стены до торца электродвигателя низкого напряжения —1,5 м, высокого напряжения — 2 м. Ширина прохода между электрощитами и оборудованием должна быть не

менее 1,5 м. На канализационных насосных станциях шахтного типа, оборудованных насосами СД16/27 и СД450/28 с низковольтными электродвигателями, допускается устанавливать насосные агрегаты (продольной стороной) вдоль стены здания на расстоянии от стены не менее 0,25 м (лучше 0,3 м) при сохранении указанных выше проходов между трубопроводами и оборудованием. Кроме того, допускается установка двух указанных насосов на общей фундаментной плите без прохода между ними, но с проходом вокруг них не менее 1 м. Вспомогательные насосы можно устанавливать на расстоянии от стены не менее 0,25 м без кругового прохода к оборудованию.

На станциях, где устанавливают вертикальные насосы, машинный зал состоит из двух отделений — нижнего насосного и верхнего моторного (двигательного). Поскольку в нижнем отделении нельзя устанавливать подъемно-транспортные механизмы, в нем устраивают площадку, на которую можно перенести снятый с фундамента насос. Над площадкой в перекрытии устраивают монтажный люк (см. рис. 11.2) для подъема насосов и оборудования в верхний зал и транспортирования их на монтажную площадку.

При установке на станции крупных вертикальных насосов по однорядной схеме площадки располагают вне ряда агрегатов и таким образом, чтобы на одной площадке можно было обслуживать два соседних агрегата.

Для подъема и транспортирования насосов и другого оборудования применяют неподвижные балки с кошками и электроталями (при весе перемещаемого груза до 2 т) и мостовые или однобалочные краны (при весе груза более 2 т).

Насосные агрегаты устанавливают на фундаменты, размеры которых определяют по заводским установочным чертежам. Как правило, фундамент станции представляет собой монолитную железобетонную плиту. Насосные агрегаты устанавливают на бетонные подушки высотой 100—300 мм. Минимальная высота подушки определяется возможностью присоединения трубопроводов и арматуры к насосу. Конструкция фундамента под вертикальные насосы зависит от расположения всасывающего патрубка насоса. Обычно фундамент под эти насосы выполняют в виде двух железобетонных стенок, установленных на плите основания.

Высоту машинного зала, не оборудованного подъемно-транспортными механизмами, следует принимать не менее 3 м. В зданиях насосных станций, оборудованных подъемными механизмами, высоту машинного зала принимают по расчету (см. § 62). Полу машинного зала придается уклон 0,03—0,05 к сборному лотку для удаления воды от мытья полов и аварийных разливов. Вода собирается в приямке, откуда ее перекачивают дренажными насосами в приемный резервуар или отсасывают рабочими насосами.

В помещении машинного зала устраивают приточно-вытяжную вентиляцию. При избыточном выделении тепла от двигателей количество подаваемого воздуха определяется расчетом. При отсутствии избытков тепла принимают однократный обмен воздуха в час. Вентиляционные воздуховоды для машинного зала и приемного резервуара выполняются раздельно.

§ 76. Особенности устройства всасывающих и напорных трубопроводов

Всасывающие и напорные трубопроводы, находящиеся в помещении машинного зала, могут быть выполнены из чугунных фланцевых или стальных труб. В настоящее время применяют только стальные трубы (ГОСТ 10704—76, ГОСТ 8696—74 и ГОСТ 8732—78) — по сравнению с чугунными трубами они обладают значительно большей прочностью, меньшей массой, лучшей свариваемостью и хорошей сопротивляемостью динамическим нагрузкам.

При монтаже всасывающих и на-

порных коммуникаций в машинном зале стальные трубы соединяют на сварке. Сварные стыковые соединения обеспечивают весьма высокую степень герметичности и надежности стыков. Фланцевые соединения при применении стальных труб делают только в местах установки задвижек обратных клапанов и монтажных патрубков. Применение стальных труб значительно упрощает монтаж коммуникаций, так как трубы легко подгоняются по месту путем их подрезания с помощью газорезки или бензорезки.

На канализационных насосных станциях всасывающие трубопроводы, как правило, подводят отдельно к каждому насосу даже при раздельном расположении приемного резервуара и машинного зала. Устройство самостоятельной всасывающей линии для каждого насоса улучшает гидравлические условия работы насоса на всасывании, исключает влияние соседних насосов и значительно упрощает систему коммуникаций.

Всасывающие трубы, во избежание образования газовых мешков, укладывают с подъемом 0,03—0,05 от входной воронки к корпусу насоса.

При раздельном расположении приемного резервуара и здания машинного зала всасывающие трубы при больших глубинах заложения (более 5 м) прокладывают в туннелях или в футлярах из железобетонных труб большего диаметра.

Диаметр всасывающих трубопроводов назначают по экономической скорости движения жидкости, которую рекомендуется принимать 0,7—1,5 м/с. Для уменьшения гидравлического сопротивления при входе жидкости в трубопровод на конце всасывающей трубы устанавливают воронкообразное расширение (входную воронку). Диаметр входа $D_{вх}$ принимают равным $(1{,}3 \div 1{,}5)\ D_0$ (где D_0 — диаметр всасывающего трубопровода), высоту воронки — равной $(1{,}3 \div 1{,}7)\ D_0$.

Приемные клапаны на всасывающих трубах не устанавливают, так как в результате налипания на клапан загрязнений, содержащихся в сточной жидкости, засоряется входное отверстие. Запрещается устанавливать опору под всасывающей воронкой, так как на ней могут задерживаться волокнистые загрязнения, которые закупорят вход жидкости. Выход всасывающего трубопровода в резервуар должен быть минимальным, и расстояиие от кромки входной воронки до стеиы резервуара не должно превышать допустимого. В этом случае длина трубопровода небольшая, и его горизонтальный участок закрепляют в стене. В случаях, когда всасывающий трубопровод выходит далеко в резервуар, трубы подвешивают к перекрытию резервуара. Всасывающий трубопровод соединяется с всасывающим патрубком насоса с помощью косого перехода (угол конусности $\alpha = 20 \div 30°$).

При диаметре всасывающего трубопровода более 500 мм входное отверстие воронки рекомендуется располагать вертикально в плоскости поверхности разделительной стены (рис. 11.14). Такое расположение позволяет довольно просто перекрыть отверстие шиберным щитом или шандром при ремонте задвижки на всасывающем трубопроводе. Для спуска сточной жидкости (при ремонте или осмотре) из корпуса насоса и участка трубопровода, расположенного между задвижками, в нижней части всасывающего трубопровода у задвижки приваривают выпускной патрубок диаметром 50—100 мм.

Диаметр напорных трубопроводов в пределах насосной станции назначают в зависимости от рекомендуемых скоростей движения сточной жидкости в них: обычно скорость движения принимают 1,2—2 м/с, на коротких участках при крупных насосных агрегатах — до 3 м/с.

При напоре в трубопроводе более 30 м на отводящем трубопроводе каждого насоса между напорным патрубком насоса и задвижкой устанавливают обратный клапан. Необходимость установки обратного

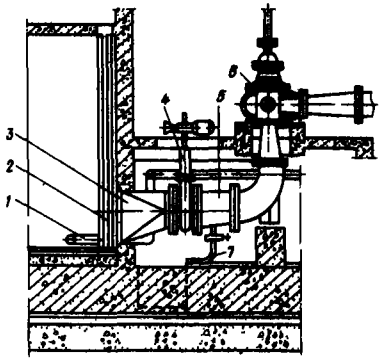


Рис. 11.14. Конструкция всасывающего трубопровода $d > 500$ мм

1—трубопровод для взмучивания осадка, *2*—пазы для шиберного затвора; *3*—входная воронка; *4*—задвижка, *5*—переходный конус, *6*—насос, *7*—выпуск

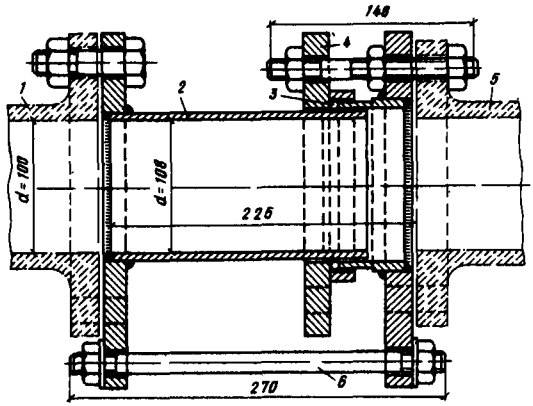


Рис. 11.15. Монтажный патрубок

1—всасывающий трубопровод, *2*—монтажный патрубок, *3*—резиновое кольцо, *4*—подвижный фланец; *5*—патрубок насоса, *6*—стяжной болт

клапана на автоматизированной насосной станции следует выявлять на основании анализа режима работы станции в каждом отдельном случае, независимо от напора. Установка многотарельчатых обратных клапанов не допускается.

Для облегчения демонтажа задвижек, установленных на горизонтальных участках трубопроводов, рекомендуется устанавливать монтажные патрубки (рис. 11.15), а на трубопроводах больших диаметров—монтажные муфты. Напорные отводы от насосов присоединяют к боковой поверхности напорного коллектора шелыга в шелыгу, так как при соединении снизу в напорном стояке неработающего насоса выпадает осадок и стояк становится своеобразной ловушкой-отстойником для тяжелых взвешенных веществ, а при длительной остановке образуется весьма уплотненная пробка, которую не может пробить струя воды при включении насоса в работу.

Всасывающие и напорные трубопроводы в помещении насосной станции рекомендуется укладывать открыто на полу и по стенам машинного зала, что значительно упрощает эксплуатацию трубопроводов и создает лучшие санитарные условия. Во избежание передачи нагрузки на корпус насоса от трубопровода и арматуры, температурных напряжений, гидростатических и гидродинамических усилий, возникающих в напорных трубопроводах, следует устанавливать под трубопроводы опоры, компенсаторы и упоры.

При укладке трубопровода на полу машинного зала устанавливают бетонные опоры (под арматуру) высотой 150—200 мм. Расстояние между опорами на прямых участках трубопровода определяют расчетом и принимают не более 3 м. Если трубопровод проходит по стенам зданий, его укладывают на железобетонные консоли, на них же укладывают и ходовой мостик для обслуживания трубопровода.

На всасывающих и напорных трубопроводах канализационных насосных станций устанавливают водопроводные задвижки с ручным, гидравлическим или электрическим приводом. На автоматизированных насосных станциях устанавливают задвижки с механизированным приводом. Контролирование вакуума и давления, создаваемого насосом, осуществляется обычными пружинными вакуумметрами и манометрами. Однако при установке манометра обычным способом его импульсная трубка ($d = 10$ мм) быстро засоряется и манометр дает неправильные показания или выходит из строя, поэтому следует устанавливать предохранительные приспособления. Вакуумметру предохранительные прн-

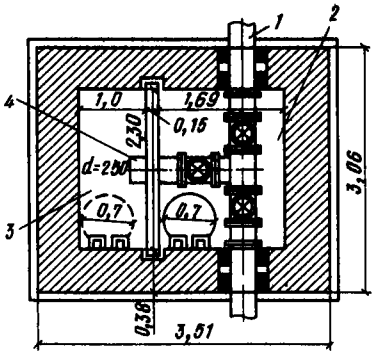


Рис. 11.16. Грязевой выпуск

1—напорный трубопровод; *2*—камера задвижек; *3*—камера приема осадка; *4*—выпуск

способления не нужны, так как его импульсная трубка заполнена воздухом и не засоряется.

Для более полного контроля за работой насосов необходимо устанавливать расходомеры на каждом напорном водоводе, отходящем от насосной станции. В зависимости от характера перекачиваемой жидкости на канализационных насосных станциях примеияют трубу Вентури, сопло Вентури, колено-расходомер или электромагнитный расходомер.

Трубу Вентури и сопло Вентури устанавливают на прямолинейиых участках трубопровода, не имеющих фасонных частей. Длину участка принимают $(5 \div 80)\ D_0$ до места установки расходомера и не менее $5\ D_0$ за расходомером (где D_0 — диаметр напорного трубопровода). Эти расходомеры, как правило, невозможно установить в помещении машиного зала без увеличения его габаритов, поэтому для их установки предусматривают камеры за пределами здания насосной станции. Размеры камер для труб Вентури и сопл Вентури почти одинаковы. Принимая во внимание, что потери напора в сопле больше, чем в трубе Вентури, следует отдать предпочтение трубе Вентури.

В последнее время на канализационных иасосиых стаициях широко внедряют электромагнитные расходомеры. Длина прямолинейного участка для их установки значительно меньше, чем для установки расходомера Вентури, поэтому их можно устанавливать в помещении машинного зала без увеличения габаритов здаиия.

Число напорных водоводов от насосной стаиции с учетом перспективного развития рекомендуется принимать не менее двух. Напорные водоводы оборудуют переключениями, число которых прииимается из расчета возможности пропуска 70%-ной расчетной подачи насосной станции при аварии на одном из водоводов.

В иаиболее высоких точках перегиба трассы водовода устанавливают ваитузы, а в наиболее низких точках — грязевые выпуски (рис. 11.16) Всю арматуру напорных трубопроводов размещают в колодцах или камерах, размеры которых определяют на основаии норм и правил установки арматуры. При повороте трубопровода в вертикальной или горизонтальной плоскости более чем на 10° иужно устраивать упоры, конструкция которых определяется на основании расчета.

§ 77. Водоснабжение канализационных насосных станций

Помещения канализационных насосных станций оборудуют двумя системами холодного водосиабжения: системой хозяйственно-питьевого водопровода и системой производственного водопровода. Вода для хозяйственио-питьевых и производственных нужд подается по одному вводу (на крупных станциях — по двум вводам).

Канализационные насосные станции, как правило, сиабжаются водой от водопроводной сети ближайшего населенного пункта или предприятия, что иаиболее просто и экономически целесообразно. В отдельных случаях, при иадлежащем технико-экоиомическом обосиоваиии, насосные стаиции, удаленные на значительное расстояние от территории населенного пуикта, получают воду из местиого источиика — артезианской скважиины.

На средних и крупных насосных станциях с постоянным пребыванием обслуживающего персонала устраивают системы горячего водоснабжения с централизованным приготовлением воды на тепловом пункте, расположенном в помещении насосной станции, или с получением горячей воды от центрального теплового пункта микрорайона. На небольших насосных станциях устанавливают индивидуальные водонагреватели (водо-водяные, пароводяные или электронагреватели НА-1А).

Расход воды на хозяйственно-питьевые нужды определяют в соответствии с санитарными нормами для цехов, работа в которых связана с большими загрязнениями, и принимают 45 л в смену на одного работающего (с учетом работы ремонтной бригады). Расход на одну душевую сетку составляет 500 л/ч; на мытье полов в помещении решеток и машинного зала —0,5—1 л/м^2. Требуемый напор в системе хозяйственно-питьевого водопровода определяется по наиболее удаленному и высокорасположенному санитарному прибору.

В системе производственного водопровода расход воды определяется по паспортам технологического оборудования и складывается из расхода: на охлаждение и гидроуплотнение сальников основных насосов 0,3—0,5 л/с; на питание дробилок для смыва раздробленного осадка 6—8 л на 1 кг отбросов; на питание вакуум-насосов (циркуляционная вода) 0,085 л/с; на периодическую промывку уплотнительных колец рабочего колеса насосов СДВ 8—12 л/с; на периодическую промывку импульсных трубок дифманометров.

Требуемый напор в сети производственного водоснабжения, как правило, диктуется требуемым напором для гидроуплотнения сальников и устанавливается по техническому паспорту динамических насосов для сточной жидкости; обычно он принимается на 2—3 м выше напора, развиваемого насосом. Для насосов СДВ 4000/28 напор в сети определяется по требуемому напору для промывки уплотнения рабочего колеса, который должен превышать напор насоса на 10—20 м.

В системе производственного водопровода (рис. 11.17) вода из городской сети поступает в бак «разрыва струи», который устанавливают в высокорасположенном помещении в здании станции, с тем чтобы максимально использовать свободный напор, имеющийся в питающей сети. Из бака вода подается в сеть производственного водопровода непрерывно работающими насосами. Обычно работа динамических насосов для сточной воды сблокирована с работой насосов системы производственного водопровода (для бесперебойной подачи чистой воды на уплотнение сальников). В системе производственного водопровода устанавливают два насоса: один рабочий, один резервный.

Напор насоса, м, определяют по выражению $H = H_р - (Z_{дб} - Z_{он})$, где $H_р$ — напор, развиваемый насосом, плюс рекомендуемый запас, м; $Z_{дб}$ — отметка дна бака «разрыва струи», м; $Z_{он}$ — отметка оси насоса системы технического водоснабжения, м.

Вместимость бака для маленьких насосных станций, оборудованных насосами СД16/27 и СД81/18, принимают 0,5 м^3, для средних — 1—1,5 м^3 и для крупных станций — 4—6 м^3.

Перекрытие помещения, где устанавливается бак разрыва струи, должно быть рассчитано на соответствующую нагрузку при полном заполнении бака. Недостатком рассмотренной системы является необходимость непрерывной работы насоса производственного водопровода, даже при расходе, в несколько раз меньшем расчетного, вследствие чего возрастают эксплуатационные затраты.

На крупных насосных станциях применяют пневматические установки с резервуаром-гидроаккумулятором для «разрыва струи» и с автоматизированным компрессором, который включается в работу при понижении давления в гидроаккумуля-

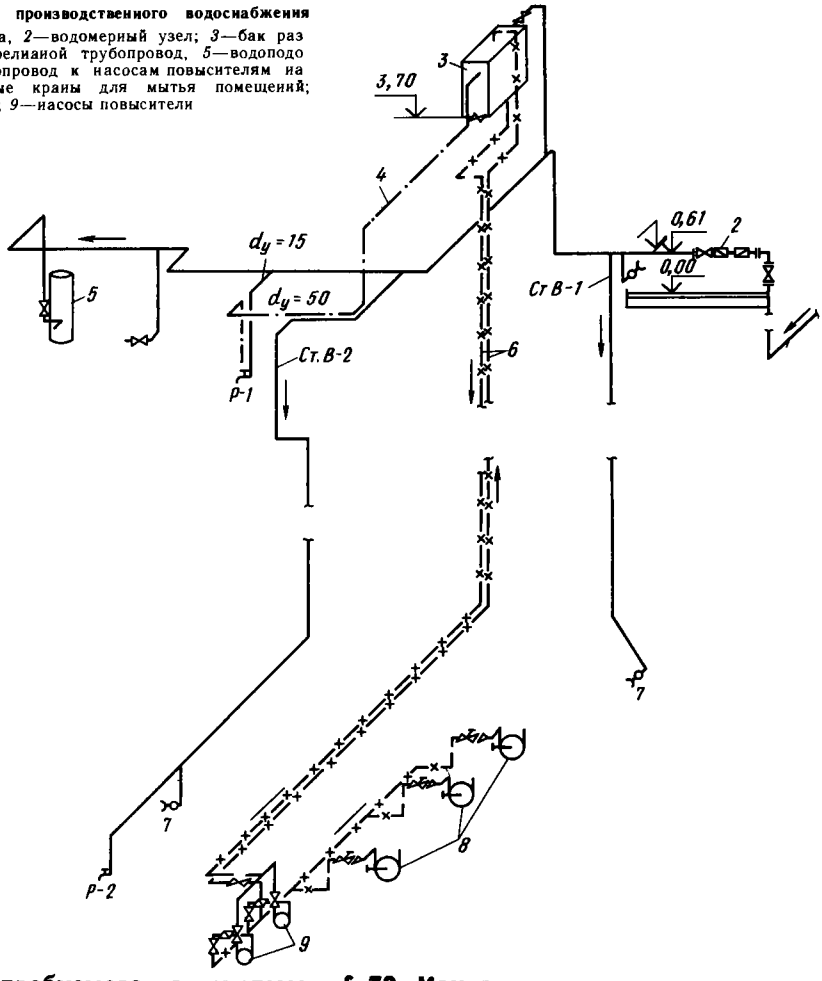


Рис. 11.17. Схема производственного водоснабжения
1—ввод водопровода, *2*—водомерный узел; *3*—бак разрыва струи, *4*—перелианой трубопровод, *5*—водоподогреватель, *6*—трубопровод к насосам повысителям напора, *7*—поливочные краны для мытья помещений; *8*—основные насосы; *9*—насосы повысители

торе ниже требуемого в системе производственного водопровода. Капитальные затраты при пневматической системе с гидроаккумулятором выше, чем в системе с постоянно работающими насосами. Но так как компрессор работает периодически, только на пополнение потерь сжатого воздуха, то значительно сокращаются эксплуатационные расходы и стоимость установки экономически оправдывается. Экономические показатели установки возрастают, если на насосной станции установлены задвижки с гидроприводом, питаемым от гидроаккумуляторов. В этом случае вместимость гидроаккумуляторов рассчитывается из условия достаточного запаса воды и давления для закрывания задвижек всех работающих насосов одновременно.

§ 78. Конструкции канализационных насосных станций

Проектными институтами разработан ряд типовых проектов канализационных насосных станций для перекачивания бытовых и других, близких к ним по составу производственных невзрывоопасных сточных вод, имеющих нейтральную или слабощелочную реакцию. Проекты рассчитаны на применение в районах строительства с расчетной зимней температурой наружного воздуха от —20 до —40 °С при глубине заложения подводящего коллектора 3, 4, 5, 6 и 7 м.

На рис. 11.18 приведен пример типовой насосной станции (ТП 902-1-53МК) с подачей 110—480

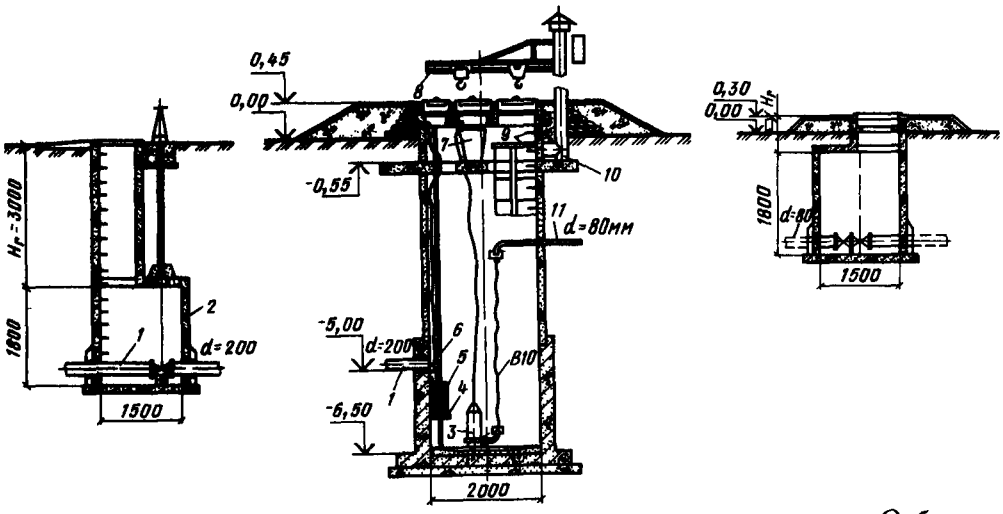


Рис. 11.18. Насосиая станция с погружиыми насосвми
1—подводящий самотечный коллектор, *2*—камера отключения, *3*—насос; *4*—прнемный резервуар, *5*—решетка контейнер, *6*—решетка-заслонка, *7*—контейнер для отбросов; *8*—монорельс, рукав В-10; *9*—ходовые скобы, *10*—вентиляционная труба, *11*—напорный трубопровод

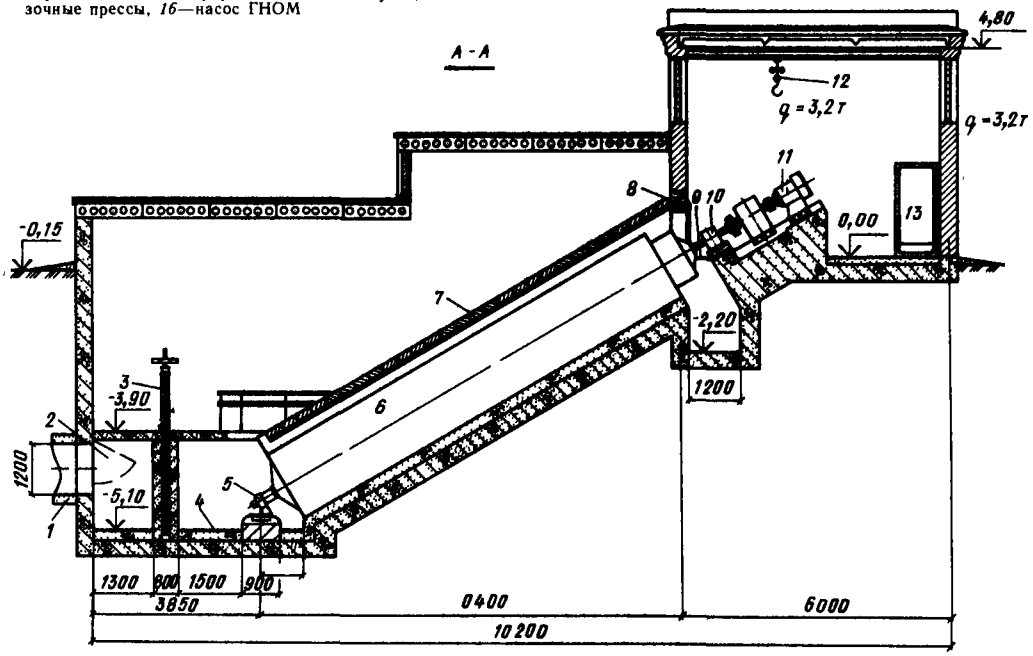
м^3/сут и напором 10—40 м. Станция запроектирована без надземной части, подземная часть — круглый железобетонный стакан диаметром 2 м. Глубииа приемного резервуара приията 1,5 м. Приемный резервуар насосной станции выполняется из монолитного железобетона, верхняя часть стакана — из сборных железобетонных колец. Все монолитные и сборные железобетонные элементы выполняются из водонепроницаемого (В4), морозостойкого (Мрз50) бетона. Внутренние поверхности стен и днища приемного резервуара штукатурятся цементным раствором. Вместимость приемного резервуара 4,2 м^3, что соответствует 12—16-мииутной подаче одного насоса. Дно приемиого резервуара имеет уклои 0,1 к приямку, в котором установлены иасосы. Для смыва осадка со стен и днища приемного резервуара и технического оборудоваиия предусмотрен подвод воды и установка поливочного крана, оборудоваиного резииовым шлангом с брандспойтом, расположенным в водопроводном колодце. На подводящем трубопроводе в камере отключеиия устаиавливается задвижка для отключения поступления сточных вод в приемный резервуар во время ремонта или осмотра. Отбросы, содержащиеся в сточной воде, задерживаются на решетке-корзинке, которая 1 раз в сутки поднимается на поверхность для выгрузки отбросов в герметический контейнер и вывоза их на свалку.

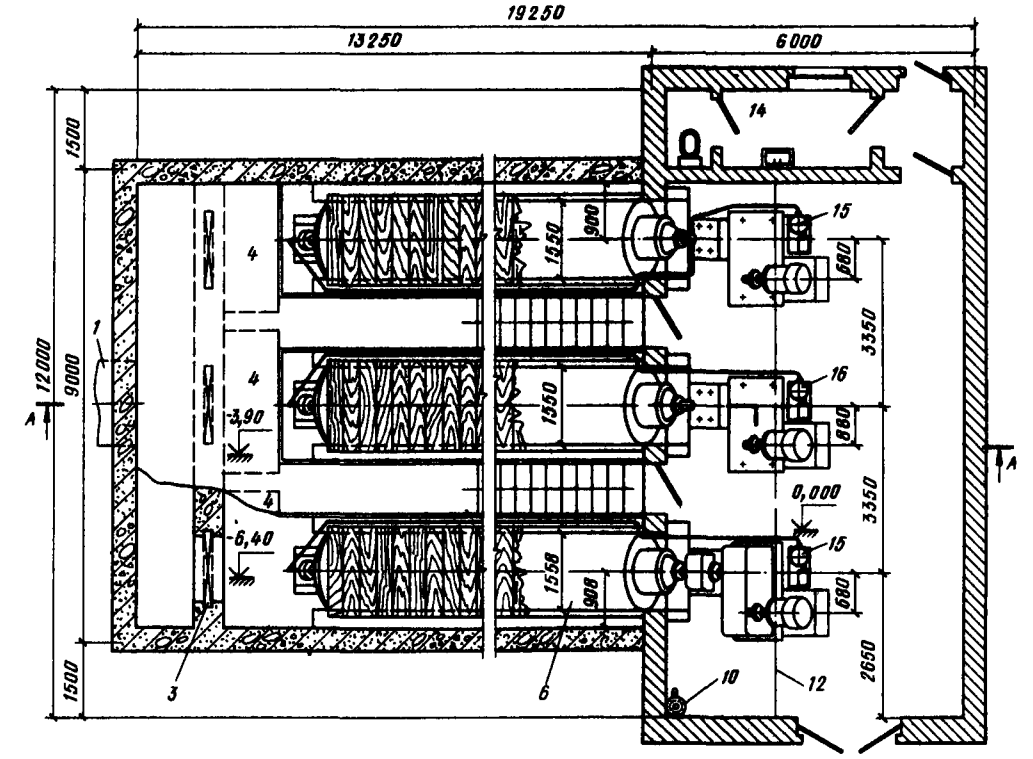
Насосная станция оборудуется погружными динамическими насосами для сточной воды (ЦМК· 16-27 или 2,5ЭЦК-16-6). Для установки насосов ЦМК в колодце проложены направляющие трубы, а на напорном патрубке предусмотрено устройство для автоматической стыковки с напорным трубопроводом при опускании насосов в колодец. Насосы ЭЦК соединяются с напорным трубопроводом гибким рукавом. Такие соединения позволяют опускать, а при осмотре и ремонте поднимать насосы на поверхность, не спускаясь в колодец. Насосы устанавливаются под залив. Работа их автоматизируется в зависимости от уровня воды в приемном резервуаре. При остановке рабочего насоса, а также при аварийном уровне воды в приемном резервуаре автоматически включается резервный насос.

На напорном трубопроводе от каждого насоса устанавливают обратный клапан и задвижку с ручным приводом, которые размещают в отдельном колодце. Напорный патрубок насоса соединяют с напорным трубопроводом гибким рукавом диаметром 50 мм. Насосы включаются

Рис. 11.19. Насосная станция со шнековыми насосами

1—подводящий коллектор, *2*—приемный клапан, *3*—щитовой затвор, *4*—подводящий канал, *5*—нижний подшипник; *6*—шнековый насос, *7*—деревянные щиты, *8*—винипластовый лист, *9*—рифленый стальной лист, *10*—верхний подшипник, *11*—электродвигатель привод; *12*—ось мо норельса; *13*—щит управления; *14*—санузел, *15*—смазочные прессы, *16*—насос ГНОМ





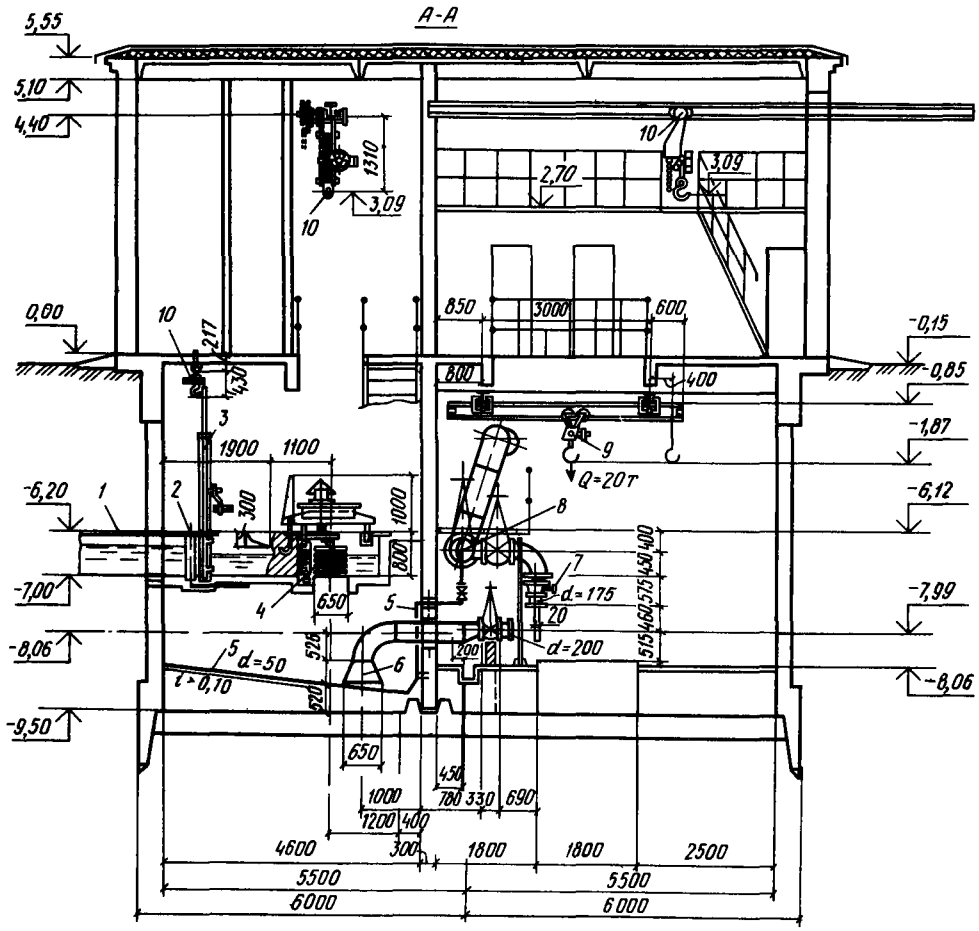


Рис. 11.20. Насосная станция с тремя горизонтальными насосами

1—подводящий коллектор; *2*—ремонтная решетка, *3*—затворы отключения решетки, *4*—решетка дробилка, *5*—трубопровод взмучивания; *6*—всасывающая воронка, *7*—обратный клапан; *8*—напорный коллектор, *9*—подвесная кран-балка; *10*—монорельс с подвесной талью, *11*—аварийный выпуск, *12*—затвор отключения коллектора; *13*—люк, *14*—насосный агрегат, *15*—ось монорельса, *16*—монтажный проем, *17*—бак разрыва струи, *18*—насос-повыситель

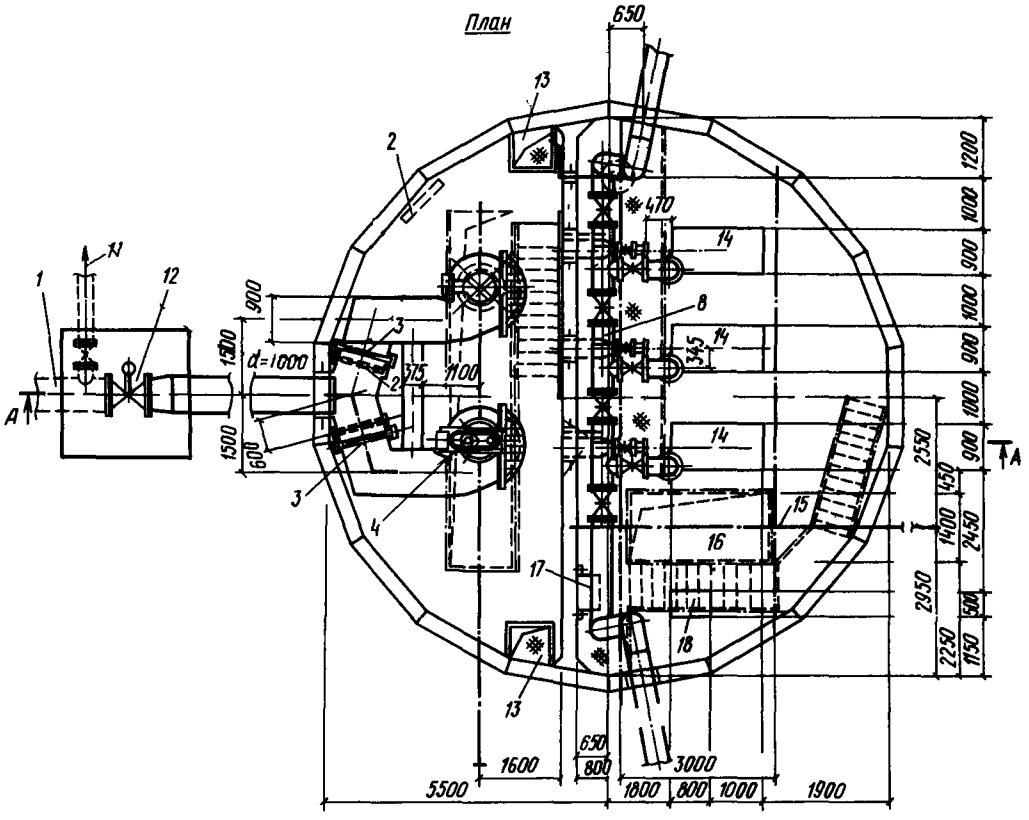
в работу при открытых задвижках на всех трубопроводах. Задвижки закрываются только на время ремонтных работ. Входящая в состав насосного оборудования станция СУНО или САУНА обеспечивает автоматическое управление работой насосов в зависимости от уровня жидкости в колодце.

Вентиляция естественная — через трубу высотой 3—5 м в зависимости от местных условий.

Строительство насосной станции для всех случаев заложения подводящего коллектора как в сухих, так и в мокрых грунтах выполняется открытым способом.

Институт Гипрокоммунводоканал разработал канализационную насосную станцию со шнековыми подъемниками с подачей 50—100 тыс.м^3/сут (рис. 11.19). Станция состоит из помещения шнеков (подземная часть) и машинного зала (надземная часть). В подземной части располагают приемный канал, водоподъемные желоба со шнеками, фундаменты нижних подшипников шнеков, щитовые затворы, погружные клапаны и первичные приборы КИП. В надземной части размещают электродвигатели (приводы шнеков), щиты управления, грузоподъемный механизм, смазочные прессы, оборудование для вентиляции помещений и санитарный узел

Сточная вода по подводящему



коллектору поступает в приемный канал, распределяющий поток жидкости на шнековые насосы. Для отключения подачи сточной жидкости к шнековому насосу предусматривают установку щитового затвора с ручным приводом. После закрытия щитового затвора опорожнение подводящего канала и водоподъемного желоба осуществляют с помощью переносного насоса ГНОМ 10-10.

У слива жидкости из подводящего коллектора в приемный канал установлен полупогружной клапан, ограничивающий поступление воздуха из коллектора в помещение шнеков. По условиям безопасности обслуживания и предотвращения разбрызгивания жидкости верхняя часть водоподъемных желобов закрыта деревянными щитами.

На насосной станции установлены шнековые насосы фирмы «ИНТЕРСИГМА» (ЧССР) типоразмера YBA 1550×10030, подачей 630 л/с при напоре 4 м и мощности 55 кВт.

Сточная вода, поднятая шнековыми насосами, сливается в сборный канал и поступает в отводящий самотечный коллектор. Для предотвращения разбрызгивания жидкости в надземной части отверстие в стене, через которое проходит втулка шнекового насоса, закрывается листовым винипластом или листовым металлом, а отверстие между шнеком и фундаментом электродвигателя — рифленым металлическим листом. Для смазки нижних подшипников скольжения, находящихся в сточной воде, применяют смазочный пресс типа 3Т4F. Смазка верхних подшипников качения производится вручную с помощью солидолонагнетателей.

Для монтажа и демонтажа оборудования и производства ремонтных работ в надземной части помещения предусматривают установку монорельса с ручной талью грузоподъемностью 3,2 т.

Вентиляция в помещении подзем-

иой части запроектирована с механическим побуждением из расчета пятикратного обмена воздуха в 1 ч. Вентиляция — периодического действия, с включением ее за 5—10 мин перед входом обслуживающего персонала в помещение. Вентилятор устанавливается под потолком надземной части. В помещении надземной части запроектирована естественная вытяжная вентиляция с установкой цилиндрических дефлекторов на высоте 1 м над кровлей помещения.

Бытовые помещения на станции не проектируются, так как постоянное присутствие обслуживающего персонала не предусматривается. Для демонтажа шнеков в подземной части насосной станции предусматривают съемное перекрытие.

Типовую канализационную насосную станцию (ТП 902-1-70-83НК) применяют при заглублении подводящего коллектора на 4—7 м (рис. 11.20). Она рассчитана на установку трех агрегатов (двух рабочих и одного резервного) марок СД 100/40, СД 160/45, ФГ 144/46, ФГ 144/10,5 или ФГ 450/57.

Сточная жидкость подводится по коллектору, в камере отключения которого предусмотрено устройство аварийного выпуска. В подводящем канале установлены затворы. Подземная часть здания круглой формы в плане выполнена из монолитного железобетона и сооружается способом опускного колодца; надземная часть прямоугольной формы в плане — из кирпича. Вместимость приемного резервуара около 45 м^3, что соответствует 12-минутной подаче насоса СД 100/40, 8-минутной подаче насоса СД 160/45 или 5-минутной насоса ФГ 450/57. Дно приемного резервуара имеет уклон 0,1 к приямку, в котором расположены всасывающие трубы.

Крупные плавающие и взвешенные загрязнения задерживаются на решетке (одна рабочая и одна резервная). Помещение решеток рассчитано на установку решетки-дробилки РД-600 или круглой решетки-дробилки КРД-40. Частицы мусора, находящиеся в сточной воде, задерживаются на решетке с прозорами 16 мм и с помощью вращающейся гребенки подаются в приямок дробилки, которая смонтирована в ячейке, расположенной рядом с каналом, где установлена решетка. Отбросы, попадая между молотом и решеткой, измельчаются и вместе со сточной водой выбрасываются в канал перед решеткой. На время ремонта предусмотрена установка ремонтной решетки в пазы перед щитовым затвором.

В машинном зале размещают три насосных агрегата, установленных под залив. Насос и электродвигатель каждого агрегата монтируют на литой чугунной плите, входящей в комплект поставки насоса.

Напорные трубопроводы оборудованы обратными клапанами для того, чтобы сточная жидкость не попадала из напорного трубопровода в приемный резервуар.

Для уменьшения износа валов основных насосов предусмотрено гидравлическое уплотнение сальников водой, подаваемой из системы производственного водопровода под напором 20—60 м для насосов СД 100/40, СД 160/45, ФГ 450/57, ФГ 144/46 и 14—34 м для насосов ФГ 144/10,5; расход воды 3—5 л/с для насосов ФГ 144/46 и 0,3—1 л/с для насосов ФГ 144/10,5. Бак «разрыва струи» вместимостью 0,5 м^3 установлен в машинном зале.

Для подачи воды в систему производственного водопровода в машинном зале установлены два вихревых насоса ВК 10/45 или ВК 1/16 (или 1В-0,9М).

Воду, собираемую с пола машинного зала в лоток, отводят к приямку, где установлен насос ГНОМ, перекачивающий воду в приемный резервуар. Резервный насос хранится на складе. В приямке установлен датчик уровня. При заполнении приямка водой насос автоматически включается в работу.

Подачу насосной станции измеряют электромагнитными расходомерами, устанавливаемыми на каждом

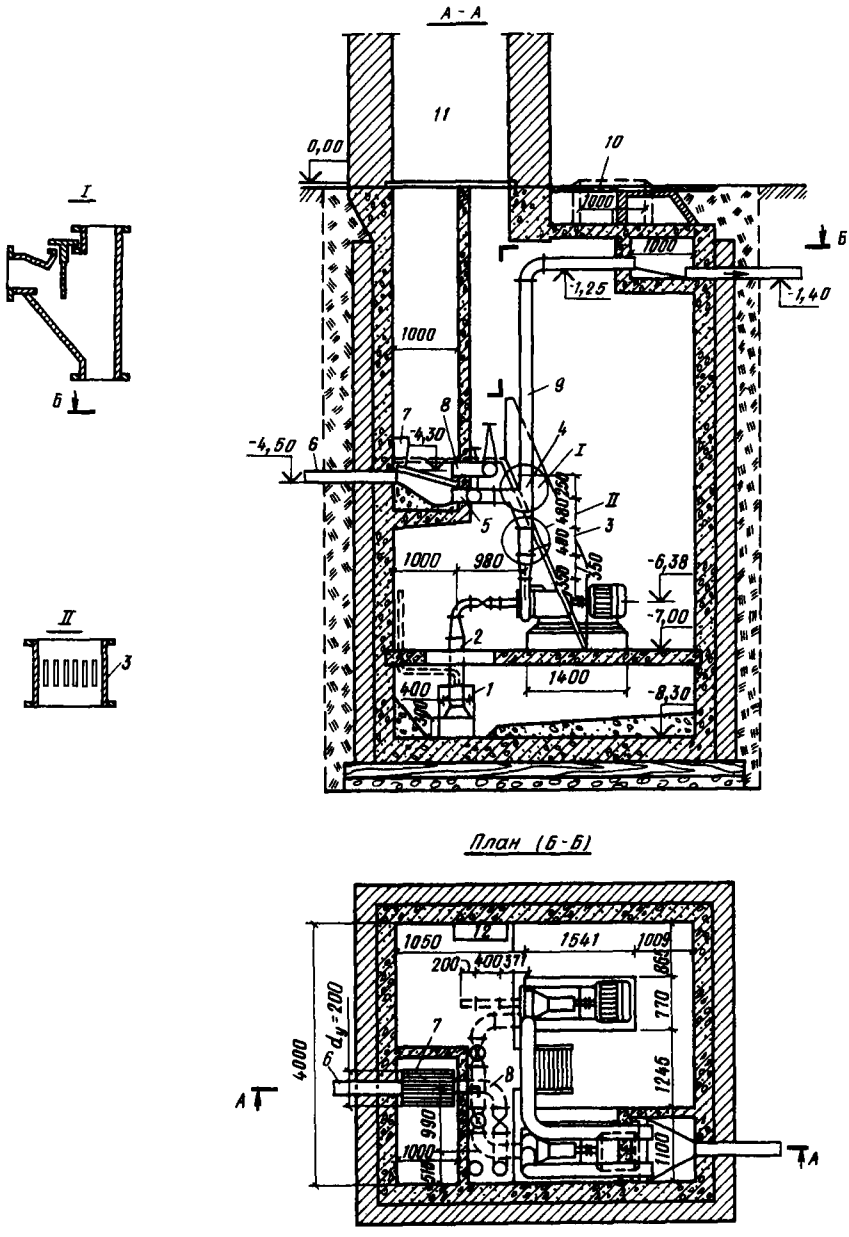


Рис. 11.21. Автоматизированная насосная станция

1—датчик давления; *2*—всасывающая линия; *3*—самоочищающаяся решетка; *4*—обратный клапан, *5*—подводящая труба; *6*—подводящий коллектор, *7*—переливная решетка, *8*—переливная труба, *9*—напорный трубопровод, *10*—монтажный люк; *11*—павильон, *12*—электрощит

выпуске напорных трубопроводов ($D=400$ мм).

Для подъема и транспортирования насосов, электродвигателей и арматуры трубопроводов при их монтаже и ремонте в помещении решеток и в машинном зале предусмотрено устройство монорельса с подвесной передвижной ручной червячной талью грузоподъемностью 1 т.

Насосная станция оборудована системами хозяйственно-питьевого и производственного водопровода, а также приточно-вытяжной вентиляцией — раздельной для приемного резервуара и машинного зала.

В надземной части здания находятся комната обслуживающего персонала, санузел, душевая установ-

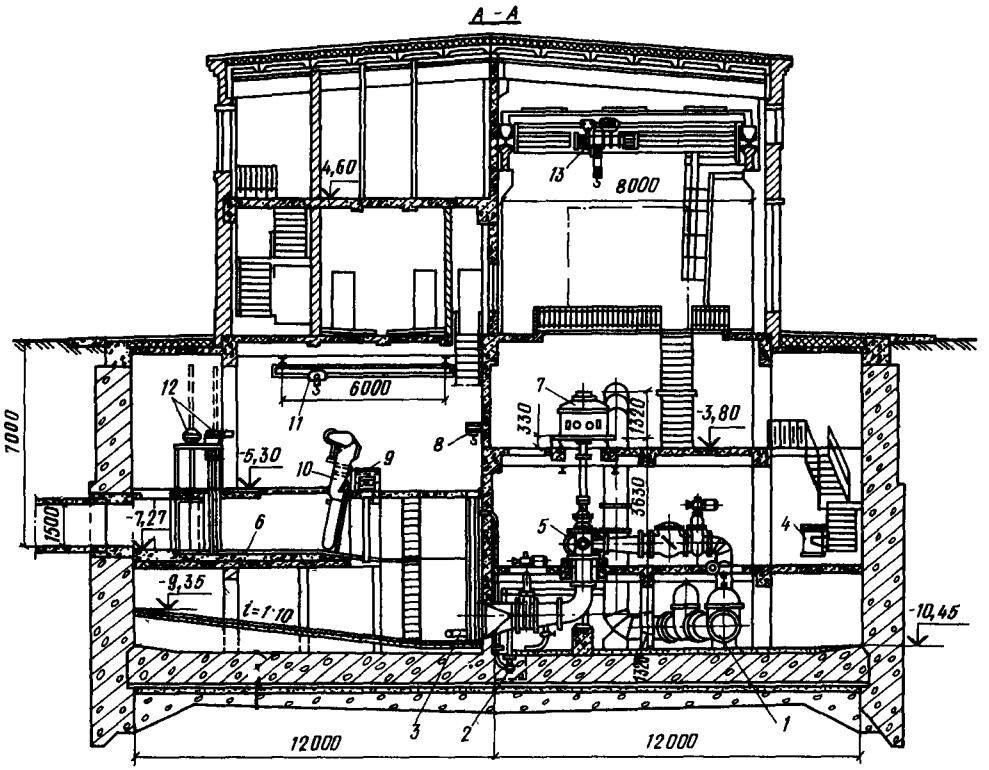


Рис. 11.22. Канализационная насосная станция, оборудованная вертикальными насосами

1—напорный коллектор; *2*—дренажный насос, *3*—труба для взмучивания осадка, *4*—бак отработанного масла, *5*—насос ДСВ 2700/26,5, *6*—подводящий канал, *7*—электродвигатель; *8*—кронштейн для подвешивания тали; *9*—транспортер, *10*—решетка; *11*—кран балка *12*—шиберный затвор; *13*—мостовой кран, *14*—щитовой затвор, *15*—сбросная труба, *16*—насос производственного водопровода

ка, помещение для установки вентиляторов; над машинным залом — щитовое помещение и монтажное отделение.

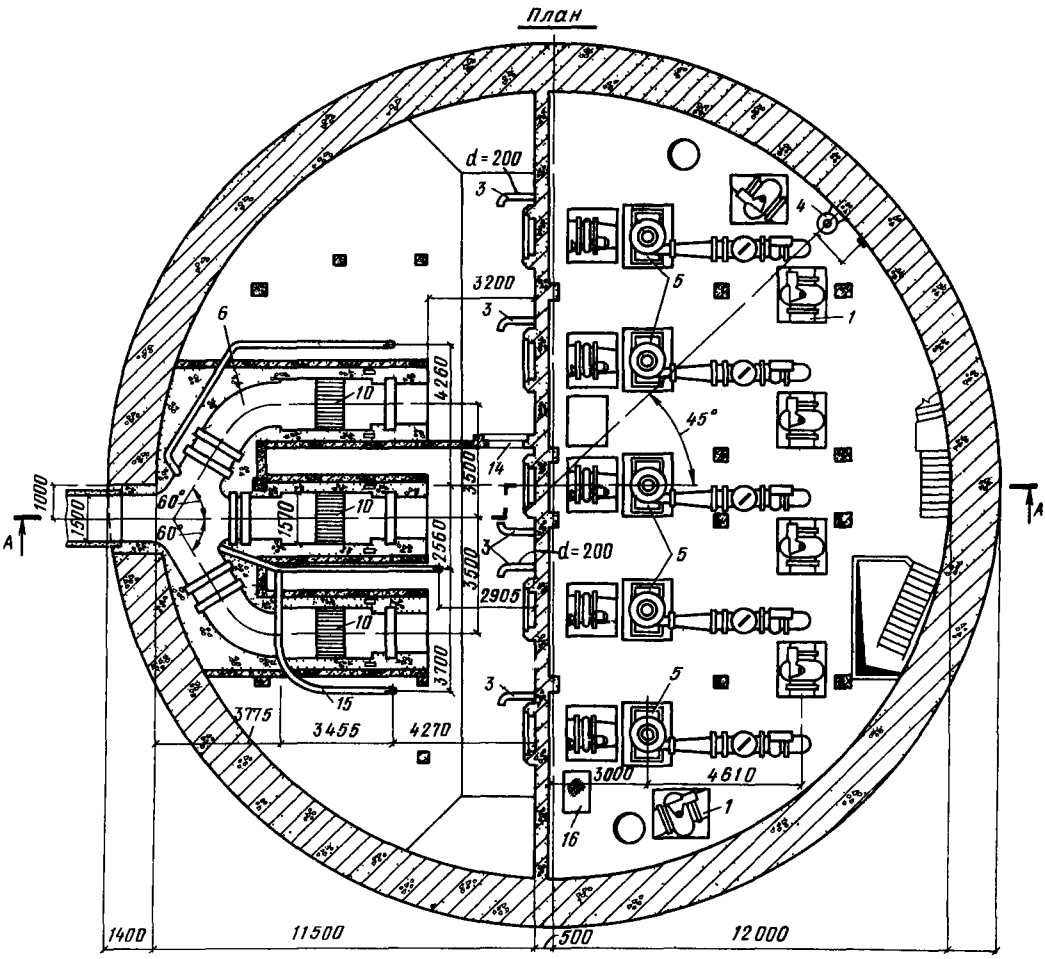
Для монтажа и демонтажа оборудования установлена подвесная кран-балка, которой перемещают груз к монтажному проему; затем с помощью тали и монорельса оборудование выводят за пределы помещения насосной станции.

Представляет интерес типовой проект автоматизированной канализационной насосной станции, разработанной Гипрокоммунводоканалом на основании предложений кафедры гидравлики и водоснабжения Ташкентского института инженеров железнодорожного транспорта (рис. 11.21.).

Насосная станция типа ТашИИЖТ отличается от общепринятых решений отсутствием в составе станции помещения решеток. Станция состоит из приемной камеры и шахты, в которой размещены приемный резервуар и машинное отделение. В напорном трубопроводе каждого насоса установлена особого типа внутритрубная самоочищающаяся решетка.

Сточная жидкость из подводящего коллектора по лотку смотрового колодца поступает в одну из подводящих труб, через обратный клапан — на внутритрубную решетку, где освобождается от крупных загрязнений, и, протекая через корпус насоса и всасывающую линию, сливается в приемный резервуар. Насос включается автоматически при достижении расчетного уровня воды в резервуаре. При включении насоса обратный клапан закрывается под напором, и сточная жидкость смывает отбросы, задержанные на решетке, в напорный трубопровод. Насос откачивает воду до полного опорожнения резервуара. При работе одного из насосов сточная жидкость из подводящего коллектора продолжает поступать в резервуар по подводящей трубе другого насоса. Во время остановки обоих насосов сточная жидкость поступает в резервуар по подающим трубам.

При аварийном режиме сточная жидкость поступает в резервуар по переливной трубе. Если произошло засорение внутритрубной решетки, то уровень жидкости в смотровом колодце повышается и жидкость поступает снизу у переливной решетки к устью переливной трубы. Крупные отбросы задерживаются на нижней стороне решетки, и при восстановлении нормального режима они под напором жидкости, находящейся над решеткой, смываются в подающую трубу.



Автоматизированный пуск насосов осуществляется с помощью сильфонного датчика давления или электроконтактного манометра

Канализационную насосную станцию типа ТашИИЖТ рекомендуется применять в качестве районной канализационной насосной станции небольшой подачи. Работа станции полностью автоматизирована, присутствия обслуживающего персонала не требуется, и поэтому станции такого типа можно сооружать подземными.

На рис. 11.22 представлен типовой проект крупной канализационной насосной станции, оборудованной пятью насосами СДВ 2700/26,5-УЗ (тремя рабочими и двумя резервными). Станция предназначена для перекачивания хозяйственно-бытовых и близких к ним по составу производственных сточных вод, имеющих нейтральную или слабощелочную реакцию. Подача насосной станции 100—160 тыс.м^3/сут при напоре 19,5—32,7 м. Насосы включаются автоматически при достижении определенного уровня воды.

Насосная станция — шахтного типа, круглой формы в плане, с внутренним диаметром железобетонного стакана шахты 24 м; надземная часть — прямоугольной формы в плане размером 18×24 м выполняется из сборных железобетонных панелей или из кирпича. В подземной части станции располагаются приемный резервуар, решетки с механизированными граблями, дробилки, помещение трубопроводов, насосный зал, зал электродвигателей.

Проект канализационной станции может быть использован при глубине заложения лотка подводящего коллектора 4; 5,5 и 7 м.

Полезная приемно-регулирующая вместимость резервуара составляет 450 м^3, что соответствует 7,5—15-мин откачке одного насоса. Резервуар разделен стенкой на две части с устройством щитового затвора, который закрывают при ремонте или при очистке резервуара. Дно приемного резервуара имеет уклон 0,1 к входным воронкам. Для промывания резервуара в его перекрытии устроены четыре люка (по два на каждой половине, $D=700$ мм) и установлены два полнвочных крана со шлангами и брандспойтами. Взмучивание осадка производится с помощью открытых выпусков труб у всасывающих воронок.

В трех каналах (1400×1200) приемного резервуара установлены три решетки с механизированными граблями (две рабочие и одна резервная) и щитовые затворы. Отбросы, задержанные на решетках граблями, сбрасываются на транспортер и подаются к дробилкам, установленным на перекрытин резервуара. Раздробленные отбросы разбавляются технической водой и сбрасываются в канал перед решеткой. Если насосная станция расположена на площадке очистных сооружений, то устанавливают решетки с прозорами 16 мм. Отбросы, задержанные на решетках, подают к дробилкам, а затем пульпу от дробилок направляют в резервуар сырого осадка, откуда насосами перекачивают на метантенки.

В дренажных приямках установлены фекальные вертикальные насосы СДВ 80/18 (один рабочий и один резервный). Приямки соединены между собой трубопроводом диаметром 150 мм. Дренажные насосы включаются автоматически в зависимости от уровня воды в приямке. В помещении трубопроводов находятся насосы производственного (технического) водопровода К 90/55 (один рабочий и один резервный).

Вода для хозяйственно-питьевых и производственных нужд подается из городской водопроводной сети по двум вводам диаметром 100 мм. Система хозяйственно-питьевого водопровода обеспечивает подачу воды ко всем санитарным приборам. Система производственного водопровода подает воду для охлаждения масляных ванн электродвигателей, смазки лигнофолевых вкладышей подшипников насосов СДВ 2700/26,5-УЗ, уплотнения и охлаждения сальников, смазки подшипников решеток. Бак разрыва струи установлен в помещении трубопроводов.

Масло в ваннах электродвигателей периодически заменяется. Для улучшения условий эксплуатации предусмотрена система маслопроводов: для подачи чистого масла и слива отработанного масла. Система подачи масла включает баки свежего и отработанного масла и два шестеренных насоса (или два насоса БКФ-2).

Для транспортирования и монтажа оборудования, арматуры и трубопроводов устанавливают подъемно-транспортное оборудование:

в зале электродвигателей — мостовой кран грузоподъемностью 5 т;

в насосном зале — два монорельса с электроталями типа ТЭ грузоподъемностью 3 т;

в помещении решеток — кранбалка подвесная электрическая грузоподъемностью 2 т;

для удаления решеток и дробилок из помещения решеток устроен люк с установкой над ним электротали типа ТЭ грузоподъемностью 3 т;

над проемами для установки щитовых затворов и магистральных задвижек предусмотрены кронштейны для подвешивания талей.

Для обеспечения требуемых санитарных условий устроена приточно-вытяжная вентиляция: для помещения приемного резервуара и решеток — десятикратный обмен воздуха в 1 ч; для помещения трубопроводов насосного зала и зала электродвигателей — однократный обмен воздуха в 1 ч. В помещении насосной станции должно быть запроектиро-

вано отопление в соответствии с местными условиями.

§ 79. Специальные типы канализационных насосных станций

Насосные станции для перекачивания атмосферных вод. Атмосферные воды по дождевой канализационной сети поступают в водоем, как правило, самотеком. Однако в некоторых случаях приходится их перекачивать. При перекачивании дождевых вод большое значение имеет правильное определение регулирующей вместимости уравнительных резервуаров или прудов. Приток атмосферных вод регулируется временным сбросом части пиковых расходов в резервуары или пруды-накопители, опорожняемые во время и после прекращения дождя. Регулирующие резервуары (пруды) позволяют уменьшить диаметры напорных труб, подачу насосной станции, а следовательно, и мощность устанавливаемых насосов. Резервуары могут быть закрытыми или открытыми в виде прудов-накопителей. По возможности следует использовать естественные пруды, не являющиеся источниками водоснабжения и не используемые для массового купания.

Определение вместимости и расположения регулирующего резервуара на канализационной дождевой сети производится на основании технико-экономического сравнения вариантов (сравнивают стоимости регулирующего резервуара, напорного трубопровода, насосной станции, эксплуатационные расходы).

В соответствии с требованиями СНиП регулирующую вместимость резервуара (пруда), м^3 определяют по формуле

$$W = kQ_p t_p,$$

где k — коэффициент, зависящий от значения α (отношение расхода, пропускаемого без сброса в пруд, к расчетному расходу, $\alpha = Q_{кол}/Q_p$) и принимаемый по СНиП; Q_p — расчетный расход атмосферных вод в точке присоединения сборного коллектора к резервуару, определяемый по данным гидравлического расчета дождевой канализационной сети, м^3/с; t_p — расчетное время стока атмосферных вод со всего бассейна до места присоединения к резервуару, определяемое по данным гидравлического расчета сети, с

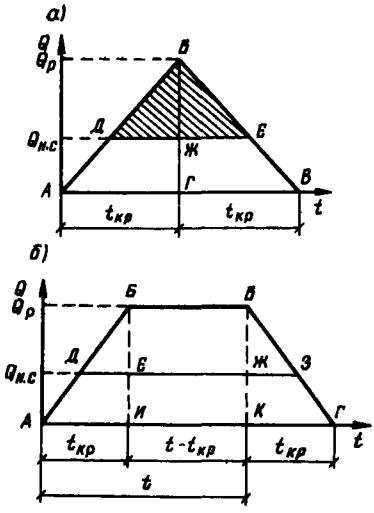


Рис. 11.23 График притока и откачки атмосферных вод

Выбор регулирующей вместимости резервуара и подачи насосной станции удобно производить по треугольному графику (рис. 11.23, *а*). Графически расчетный расход Q_p можно выразить следующим образом. В момент начала дождя $t_p = 0$ и $Q_p = 0$ (точка *А*), затем расход Q_p увеличивается и при $t_p = t_{кр}$ достигает своего максимального значения (ордината *БГ*). К этому времени к расчетному сечению (к насосной станции) притекает вода со всего бассейна. Наклонная линия *АБ* представляет собой нарастание расходов. По окончании дождя вода будет стекать по подводящему коллектору до тех пор, пока не стечет от самой удаленной точки бассейна канализования до насосной станции, т. е. в течение времени $t_{кр}$. Наклонная линия *БВ* представляет собой убывание расходов.

Полный объем воды, поступающей за время дождя на насосную станцию, равен площади треугольника *АБВ*. Если $t_{кр}$ выражено в мин, а Q_p — в л/с, то полный объем воды, м^3, притекающей к насосной станции,

$$Q_{полн.прит} = \frac{2\,t_{кр} \cdot 60\,Q_p}{2 \cdot 1\,000},$$

где $Q_р = q_р F$ (здесь $q_р$ — средняя интенсивность дождя, л/с с 1 га*, F — территория бассейна канализования, га)

Если в момент притока атмосферных вод в регулирующий резервуар будут работать насосы с подачей $Q_{нс}$, равной ординате $ГЖ$, то необходимую вместимость резервуара можно определить из следующего выражения:

$$W = DE(БГ - ГЖ)/2$$

По графику притока и откачки атмосферных вод можно записать:

$$ДЕ/АВ = БЖ/БГ;$$

$$ДЕ = АВ \cdot БЖ/БГ = АВ(БГ - ГЖ)/БГ$$

Подставляя соответствующие значения линий, получим:

$$W = t_{кр}(Q_р - Q_{нс})/Q_р$$

Из этой формулы следует, что с увеличением $Q_{нс}$ вместимость регулирующего приемного резервуара уменьшается, но с увеличением $Q_{нс}$ возрастает мощность устанавливаемых насосов и, следовательно, необходимо увеличивать диаметры напорных трубопроводов.

Насосные станции, перекачивающие атмосферные воды, работают непродолжительный период времени и, если принять большое $Q_{нс}$, то установленное мощное оборудованне и проложенные трубопроводы больших диаметров будут использоваться непроизводительно. На основании технико-экономического расчета можно найти оптимальное решение.

Если продолжительность дождя t больше, чем $t_{кр}$, то регулирующую вместимость приемного пруда можно определить по трапециевидному графику (рис. 11.23, *б*). Площадь трапеции $АБВГ$ — общий объем воды, поступающей к насосной станции; площадь трапеции $ДБВЗ$ — вместимость регулирующего пруда

Из треугольников $АБИ$ и $ДБЕ$ имеем $ДЕ/АИ = БЕ/БИ$, или

$$ДЕ = АИ \cdot БЕ/БИ = t_{кр}(Q_р - Q_{нс})/Q_р = t_{кр}(1 - Q_{нс}/Q_р)$$

Регулирующая вместимость приемного пруда, м^3,

$$W = \frac{2t_{кр}(1 - Q_{нс}/Q_р) + 2(t - t_{кр})(Q_р - Q_{нс})60}{2 \cdot 1000};$$

$$W = 0{,}06 Q_р t_{кр}(1 - Q_{нс}/Q_р)(t/t_{кр} - Q_{нс}/Q_р).$$

К устройству зданий насосных станций, перекачивающих атмосферные воды (рис. 11.24), предъявляют те же требования, что и к устройству зданий канализационных насосных станций.

Так как регулирующим приемным резервуаром является пруд или другой резервуар, то в помещении насосной станции предусматривается устройство только машинного зала и аванкамеры для размещения всасывающих воронок насосов. Для защиты насосных агрегатов от крупных загрязнений, поступающих в дождевую канализационную сеть с потоками дождевых или талых вод, рекомендуется на входных окнах аванкамер устанавливать сороудерживающие решетки с прозорами 50 мм, которые применяют для перекрытия входных окон водоприемника.

Принимая во внимание, что насосные станции, перекачивающие атмосферные воды, работают незначительное время в течение года, их следует, как правило, проектировать автоматизированными с телеуправлением с диспетчерского пункта канализационного участка.

При выборе насосного оборудования следует стремиться к установке минимального числа рабочих насосов. Обычно приток дождевых вод к насосной станции весьма значителен, а требуемый напор небольшой. В силу этих обстоятельств на насосных станциях рекомендуется устанавливать осевые или крупные водопроводные насосы (типа Д) и только под залив. Резервные насосы на таких станциях не устанавливают, за исключением отдельных случаев при соответствующем технико-экономическом обосновании. Ремонт и профилактический осмотр

* **С. В. Яковлев, Я. А. Карелин, А. И. Жуков, С. К. Колобанов.** Канализация: Учебник для вузов.—5-е изд.—М. Стройиздат, 1976.

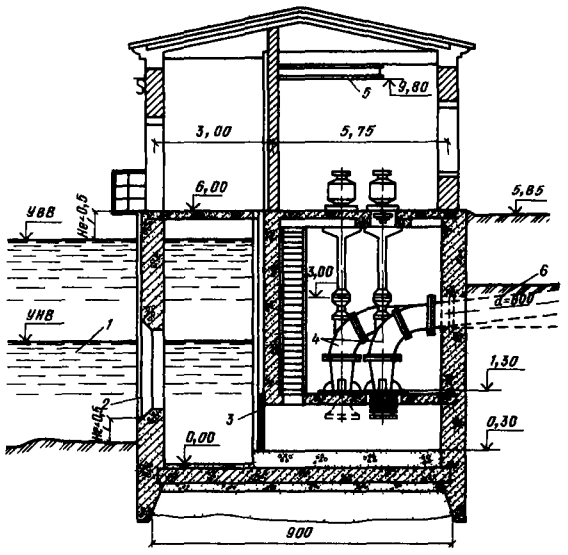


Рис. 11 24. Насосная станция для перекачивания атмосферных вод

1—пруд-накопитель, *2*—решетка, *3*—щитовой затвор, *4*—осевой насос; *5*—кран балка, *6*—напорный трубопровод

насосов производят в зимний период или в сухой сезон.

Насосные станции для перекачивания осадка из первичных отстойников и уплотненного активного ила. Насосные станции, перекачивающие свежий осадок из первичных отстойников в метантенки или в другие сооружения обработки осадка, устраивают в виде насосных установок, а также отдельных насосных станций. Установки располагают в общем технологическом помещении цеха, например в камере управления первичными отстойниками. В этом случае приемные резервуары не устраивают. Осадок из отстойника по выпускному трубопроводу поступает непосредственно во всасывающий трубопровод насосов. При сооружении станций очистки сточных вод насосные станции для перекачивания сырого осадка из первичных отстойников в метантенки часто проектируют отдельно. Здание насосной станции в этом случае состоит из двух отделений — резервуара и машинного зала.

В зависимости от схемы расположения отдельных сооружений очистки сточных вод и их взаимного высотного расположения насосная станция для перекачивания сырого осадка из первичных отстойников может быть объединена с насосной станцией для перекачивания уплотненного активного ила. В зависимости от требуемой подачи уплотненный активный ил можно перекачивать насосами для сырого осадка или установить дополнительные насосы. Приемный резервуар сырого осадка можно использовать для приема уплотненного активного ила. При таком решении значительно сокращаются эксплуатационные расходы и капитальные вложения.

Объем осадка, осаждаемого в первичных отстойниках, и объем избыточного активного ила принимают по проекту станции очистки сточных вод.

При отсутствии этих данных для ориентировочного расчета насосной станции определяют:

объем осадка в первичных отстойниках — по эффекту осветления сточной жидкости (30—60%) и норме сухого вещества на одного жителя в сутки [65 г/(чел·сут)]; влажность осадка 94—96% (в среднем расчетную влажность осадка можно принять 95%);

объем избыточного активного ила — в зависимости от степени очистки сточной жидкости и его влажности;

влажность избыточного активного ила, выпускаемого из вторичных отстойников, составляет 99,2—99,5%, а на сооружения обработки осадка он должен быть подан с влажностью не более 95% (для уменьшения влажности ил уплотняют в илоуплотнителях).

На станциях очистки сточных вод пропускной способностью по воде до 50 тыс.м^3/сут рекомендуется выгружать осадок из первичных отстойников один раз в смену, поочередно из каждого отстойника. В отдельных случаях, на очень малых станциях очистки сточных вод осадок следует выгружать 1 раз в 2 сут.

Вместимость приемного резервуара насосной станции, перекачивающей свежий осадок, определяют по объему осадка, выходящего из первичных отстойников за один выпуск. Кроме того, следует учитывать возможность использования резервуара как дозирующего устройства для загрузки метантенков и накопителя воды для промывки напорных трубопроводов или илопроводов. Минимальная вместимость приемного резервуара принимается из расчета 15-минутной непрерывной работы наибольшего насоса, установленного на насосной станции. Вместимость регулирующей емкости может быть уменьшена при непрерывной выгрузке осадка из первичных отстойников и откачивании его насосами. При этом неравномерность поступления осадка в приемный резервуар насосной станции принимают аналогично неравномерности притока сточных вод с коэффициентом неравномерности 1,5.

Рассмотрим пример определения объема свежего осадка, осаждаемого в первичных отстойниках, и избыточного уплотненного активного ила, а также расчет необходимого насосного оборудования для станции, перекачивающей осадок и ил в метантенки. Насосная станция сооружается на станции биологической очистки сточных вод пропускной способностью (по воде) 26 000 м^3/сут.

Насосная станция перекачивает осадок первичных отстойников и уплотненный активный ил вторичных отстойников очистных сооружений городской канализации.

Осадок из четырех первичных отстойников выпускают 1 раз в смену, всего $4 \cdot 3 = 12$ выгрузок в сутки, т. е. через каждые 2 ч, а уплотненный избыточный активный ил — 2 раза в смену из каждого илоуплотнителя, всего $2 \cdot 2 \cdot 3 = 12$ выгрузок в сутки, т. е. также через каждые 2 ч.

Полагая норму водоотведения равной 300 л на одного жителя в сутки, находим число жителей в городе:

$N = 26\,000/0{,}3 = 86\,670$ чел.

Принимаем эффект осветления 60%, тогда объем осадка на одного жителя составит 0,8 л.

Общий объем осадка в сутки

$W_{ос} = 86\,670 \cdot 0{,}8/1000 = 69{,}34$ м^3/сут.

При 12 выгрузках осадка в сутки получаем объем осадка за одну выгрузку

$W_{ос1} = 69{,}34/12 = 5{,}78$ м^3.

Общий объем избыточного активного ила из расчета 4 л на 1 жителя в сутки

$W_{ил\ изб} = 86\,670 \cdot 0{,}004 = 346{,}68$ м^3/сут.

Избыточный активный ил имеет влажность 99,2%. Из илоуплотнителя ил поступает на насосную станцию с влажностью 95%, т. е.

$W_{ил\ упл} = W_{ил.изб}\ (100-99{,}2)/(100-95) = 34668 \cdot 0{,}16 = 55{,}47$ м^3/сут

Получаем объем уплотненного избыточного активного ила за один выпуск:

$W_{ил\ упл1} = 55{,}47/12 = 4{,}62$ м^3

Осадок из отстойника поступает в резервуар насосной станции по трубе диаметром 150 мм со скоростью 1,13 л/с при потерях напора 1,75 м (на 100 м длины трубы); при этом осадок с влажностью 95% имеет расход 20 л/с. Осадок поступает на насосную станцию в течение $(5{,}78 \cdot 1000)/20 = 289$ с (~ 5 мин).

Устанавливаем насос ФГ57,5/9,5 с $H = 11$ м при $Q = 12{,}5$ л/с и КПД = 58%. Поступающий осадок откачивают насосом за $(5{,}78 \cdot 1000)/12{,}5 = 462{,}4$ с (~ 8 мин). Кроме того, устанавливаем один резервный насос той же марки и того же размера. Таким образом, вместимость резервуара будет: $12{,}5 \times (462{,}4 - 289) = 12{,}5 \cdot 173{,}4 = 2167{,}5$ л

В течение следующего часа на станцию притекает уплотненный избыточный активный ил из илоуплотнителя с влажностью 95% за время, равное $(4{,}62 \cdot 1000)/20 = 231$ с (~ 4 мин). Откачивает поступивший ил тот же насос ФГ57,5/9,5 с $Q = 12{,}5$ л/с за $(4{,}62 \times 1000)/12{,}5 = 369{,}6$ с (~ 6 мин). Поэтому необходимая вместимость резервуара будет: $12{,}5\ (369{,}6 - 231) = 12{,}5 \cdot 138{,}6 = 1672{,}5$ л.

Для лучшего обеспечения работы насосной станции на случай простоя насоса необходимо иметь резервуар на полный объем осадка и дополнительный объем ила, т. е. всего $5{,}78 + 1{,}67 = 7{,}45 = 8$ м^3. Резервуар должен состоять из двух отделений вместимостью по 4 м^3.

Иловые приемные резервуары устраивают как отдельно стоящими, так и совмещенными с помещением машинного зала. На насосной станции совмещенного типа приемный резервуар должен быть отделен от машинного зала глухой водонепроницаемой стеной.

По технологии перекачивания осадков и илов не требуется их механическая очистка перед поступлением в насос, поэтому отпадает необходимость в устройстве помещения решеток и дробилок. В связи с этим приемный резервуар может быть выполнен подземного типа. Для спуска в резервуар устраивают люк, а в стенку резервуара устанавливают ходовые скобы.

Приемный резервуар, запроектированный как дозирующая емкость, состоит из двух отделений, соединеных перепускной трубой с установлением на ней задвижкой или шиберным затвором (рис. 11.25). Уклон дна резервуара к приямку принимают не менее 0,15—0,20.

Для предотвращения осаждения и уплотнения осадка в резервуаре необходимо предусмотреть перемешивание осадка, а также запроектировать подводящую сеть для промывания резервуара и трубопроводов. Трубопроводы промывают осветленной сточной жидкостью или водой из поверхностного водоема. Трубопровод промывной воды и подводящий трубопровод от отстойников к приемному резервуару желательно прокладывать в машинном зале. Такое размещение труб улучшает эксплуатацию насосной станции, а также позволяет обслуживающему персоналу регулировать наполнение резервуара и подачу промывной воды.

Иловый резервуар должен быть оборудован вытяжной вентиляцией с однократным обменом воздуха в час.

Насосы в машинном зале размещают по однорядной схеме с параллельным расположением осей агрегатов в ряду и устанавливают их только под залив. Установка насосов на допустимой геометрической высоте всасывания разрешается только при соответствующем технико-экономическом обосновании. При проектировании всасывающих и напорных трубопроводов следует предусмотреть возможность последовательного включения двух насосов для увеличения создаваемого ими напора при

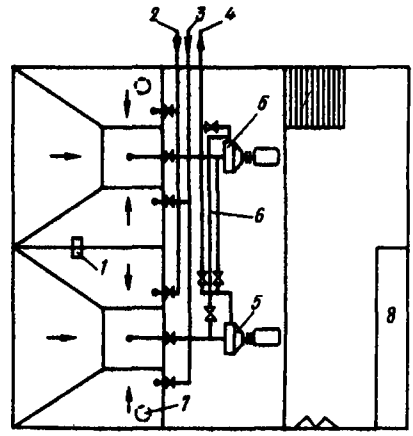


Рис. 11.25. Насосная станция для перекачивания осадка уплотненного активного ила

1—перепускная труба; *2*—подводящий трубопровод; *3*—трубопровод промывной воды, *4*—напорный трубопровод; *5*—насосы; *6*—трубопровод последовательного соединения насосов, *7*—лаз, *8*—электрощит

промывании трубопроводов и пуска насосов после длительной остановки. При размещении насосов необходимо соблюдать те же требования, что и при проектировании канализационных станций, перекачивающих сточные воды.

При транспортировании осадка на большие расстояния сооружаются промежуточные насосные станции. На промежуточных насосных станциях приемные резервуары можно не устраивать. Но если насосная станция расположена в пониженной точке трассы напорного трубопровода, устройство их может оказаться целесообразным. В этом случае очень удобно опорожнять трубопровод от осадка во время ремонта или прочистки на участке от задвижки до насосной станции.

ГЛАВА 12. ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 80. Оборудование электрического хозяйства насосных станций

Для пуска, регулирования и остановки приводных электродвигателей насосов, а также для управления электрифицированными вспомогательными механизмами насосные станции имеют электрическое хозяй-

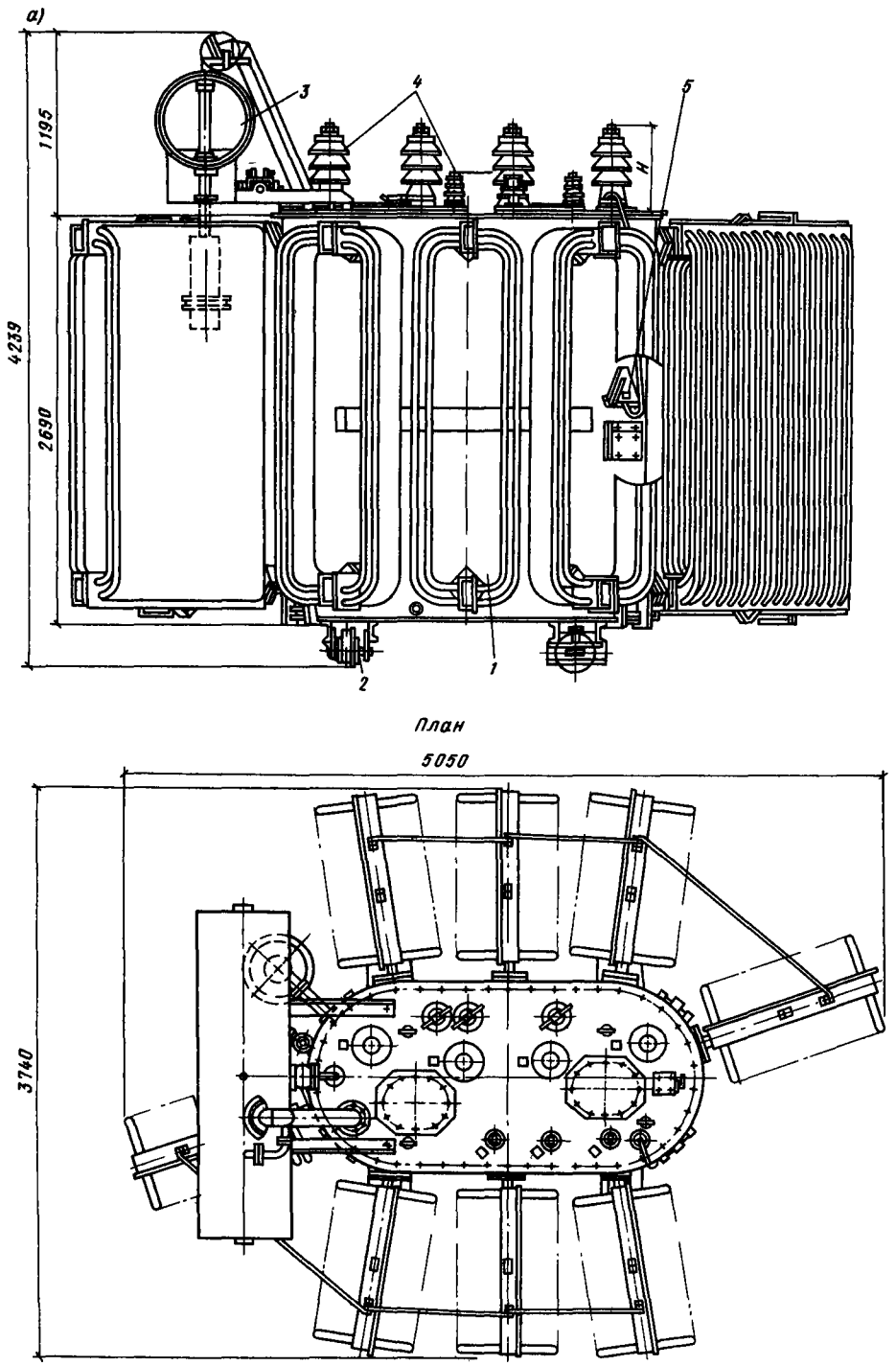
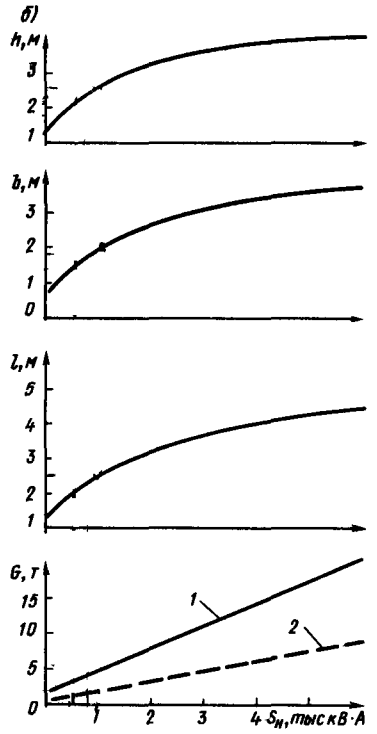


Рис. 12.1. Силовой трехфазный трансформатор переменного тока

а—общий вид трансформатора ТМ 7500/35, *1*—бак, *2*—колесные каретки; *3*—расширитель, *4*—вводы и выводы, *5*—охладители, *6*—конструктивные параметры, *1*—полная масса; *2*—масса выемной части; *h*—высота, *b*—ширина, *l*—длина



ство, основными элементами которого являются силовые трансформаторы, масляные выключатели, разъединители, изоляторы, токоведущие части, силовые кабели, измерительные трансформаторы и предохранители.

Силовые трансформаторы. Трансформатор представляет собой электромагнитный аппарат, в котором переменный ток одного напряжения преобразуется в переменный ток другого напряжения. Трансформаторы, питающие энергией электродвигатели силовых установок, называются силовыми в отличие от трансформаторов тока и напряжения, применяемых для снижения измеряемых электрических величин до пределов измерения приборов и питания вспомогательных цепей пониженного напряжения.

Конструктивной и механической основой силового трансформатора (рис. 12.1,*а*) является его магнитная система, называемая сердечником. Магнитная система вместе со всеми конструкциями и деталями, скрепляющими ее отдельные части, представляет собой остов трансформатора. На остове устанавливают обмотки и крепят проводники (отводы), соединяющие обмотки с вводами — проходными фарфоровыми изоляторами или другими устройствами для присоединения внешней сети к обмоткам.

С целью повышения уровня изоляции и улучшения охлаждения силовых трансформаторов сердечники помещают в бак с трансформаторным маслом. Для заполнения бака маслом до самой крышки при всех возможных в процессе эксплуатации колебаниях температуры и объема масла над крышкой устанавливают расширитель — стальной бачок, сообщающийся с основным баком трубопроводом. Объем расширителя обычно составляет 8—10% объема масла, находящегося в баке. На крышке бака устанавливают вводы и выводы для присоединения обмоток трансформатора к внешней сети, а также различные устройства для контроля за состоянием масла и для защиты трансформатора от аварийных и атмосферных электрических разрядов.

Во время работы трансформатора в его сердечнике наблюдаются электрические и магнитные потери энергии, выделяющиеся в виде тепла. При длительной нагрузке все выделяющееся тепло должно полностью отводиться в окружающую среду. Гладкие стенки масляного бака имеют относительно малую площадь обдуваемой воздухом поверхности, достаточную для отвода тепла от трансформаторов мощностью лишь до 25—40 кВ·А. Ребра, трубы, навесные охладители, значительно увеличивающие площадь обдуваемой поверхности, обеспечивают отвод тепла от трансформаторов мощностью до 10—16 тыс.кВ·А. При еще большей мощности трансформаторов для отвода выделяющегося тепла обычно усиливают охлаждение, применяя искусственное форсирование движения воздуха у внешних поверхностей охладителей с помощью вентиляторов или движения масла у внутренних поверхностей с помощью специальных насосов.

Для перемещения трансформаторов при периодическом осмотре и ремонте на монтажиую площадку здания насосной станции или в специально оборудованное помещение крупные силовые трансформаторы имеют колесные каретки и устанавливаются на рельсы. Рельсовые пути укладывают как в продольном, так и в поперечном направлении, а колесные каретки выполняют поворотными.

Для ревизии обмоток остов трансформатора с обмотками, отводами и всеми конструктивными элементами вынимают из бака; поэтому остов получил название выемной части. Вынимается эта часть трансформаторов мощностью до 10 тыс.кВ·А через верх бака, что должно быть учтено при определении высоты верхнего строения здания станции. Баки трансформаторов большей мощности выполняются заводами с разъемом по высоте, что позволяет производить ревизию без подъема выемной части.

В зависимости от типа трансформатора, числа фаз и способа охлаждения силовые трансформаторы имеют различную маркировку: ТМ, ТД, ТДЦ и др. Первая буква обозначения указывает число фаз трансформатора (Т — трехфазный), вторая — способ охлаждения (М — естественное масляное; Д — масляное с дутьем — обдув охладителей вентиляторами; ДЦ — принудительная циркуляция масла через охладитель с обдувкой охладителей вентиляторами). Все трансформаторы выполняются грозоупорными.

Номинальные мощности силовых трансформаторов определяются соответствующими стандартами. При выборе числа трансформаторов учитывают класс надежности действия насосной станции и степень ответственности нагрузок, разделяемых на категории в соответствии с Правилами устройства электроустановок. Если на станции установлено несколько трансформаторов, то при выходе из работы одного из них допускается перегрузка оставшихся в работе трансформаторов. Величина допустимой аварийной перегрузки зависит от длительности перегрузки, конструкции трансформатора, способа его охлаждения и ряда других факторов. Обычно она не превышает 20—40% номинальной мощности трансформатора.

Расчетная мощность S, кВ·А, силового трансформатора определяется по формуле

$$S = k_c \Sigma N_н / (\eta_{дв} \cdot \cos\varphi),$$

где k_c — коэффициент спроса, значенне которого принимается 0,6—0,95 в зависимости от числа рабочих агрегатов станцни, ее назначения и режнма работы, $N_н$ — номинальная мощность приводного электродвигателя насоса илн вспомогательного механизма, присоединенного к трансформатору, кВт (при подсчете суммарной мощности электродвигатели резервных агрегатов не учитываются), $\eta_{дв}$ — КПД соответствующего электродвигателя; $\cos\varphi$ — коэффициент мощности, значение которого в зависимости от типоразмера электродвнгателя меняется от 0,80 до 0,92.

Если осветительная сеть питается от силового трансформатора (что может допускаться лишь в небольших насосных станциях), то к мощности S необходимо прибавить суммарную мощность осветительной нагрузки.

Силовые трансформаторы устанавливают в отдельных помещениях, пристроенных к зданию насосной станции, или на открытых площадках, располагаемых в непосредственной близости от него. Размеры помещений и площадок определяются размерами трансформаторов и проходов, необходимых для осмотра, монтажа и демонтажа трансформаторов. На рис. 12.1, *б* даны ориентировочные размеры и вес трехфазных силовых трансформаторов мощностью до 6 тыс. кВ·А.

Масляные выключатели. В качестве основных агрегатов, включающих и отключающих трехфазные электродвигатели переменного тока мощностью до 75 кВт и напряжением до 500 В в нормальном режиме их работы, используют магнитные пускатели серий ПА и ПМЕ. При более высоких напряжениях разрыв цепи под током вызывает интенсивную электродугу, обжигающую контакты пускателя и опасную

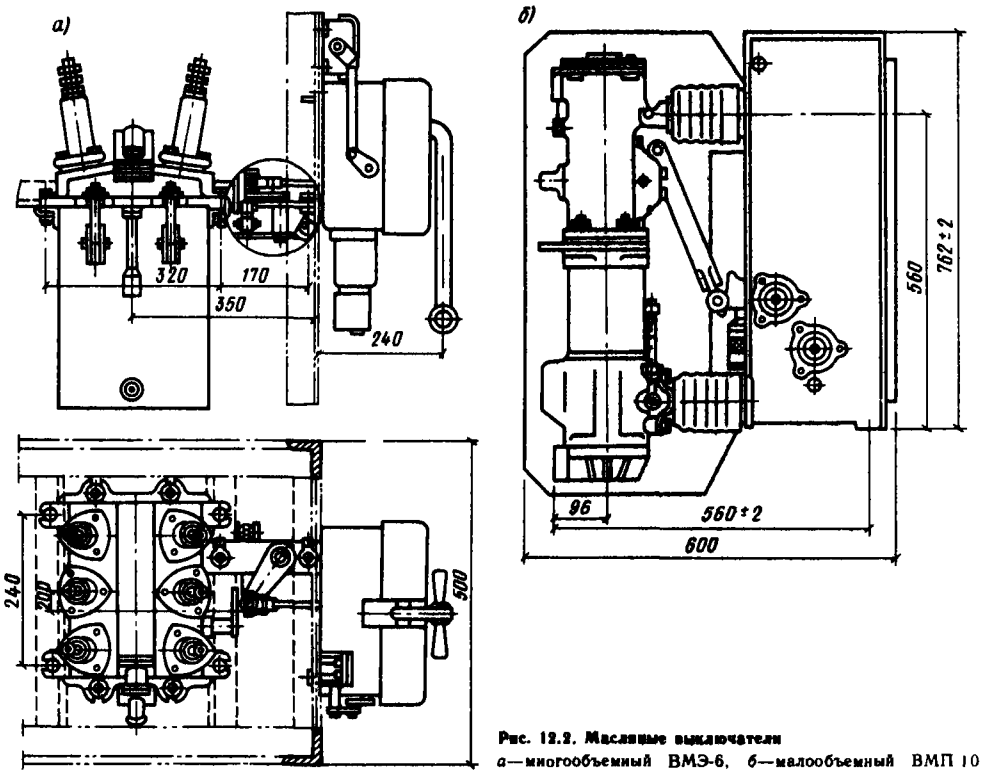


Рис. 12.2. Масляные выключатели
а—многообъемный ВМЭ-6, *б*—малообъемный ВМП-10

для обслуживающего персонала, поэтому для включения и выключения электрических цепей в сетях высокого напряжения применяют масляные выключатели.

При напряжении 3—10 кВ и силе тока до 400 А применяют масляные выключатели многообъемного типа, характерной особенностью которых является наличие металлического бака довольно больших размеров, заполненного маслом, выполняющим роль дугогасящей и изолирующей среды (рис.12.2, *а*). При напряжении 10—35 кВ и силе тока от 600 до 1500 А применяют масляные выключатели с дугогасящей камерой, малым объемом масла и раздельным включением фаз (рис. 12.2, б)

Привод подвижных контактов масляных выключателей обоих типов может быть ручным, механическим (пружинным, пневматическим или пневмогидравлическим) и электромагнитным. Выключатели выпускают подвесными и крепят либо непосредственно к ограждающей стене здания, либо к рамным конструкциям, либо монтируют на тележках.

Разъединители. Для отключения от сети высокого напряжения различных аппаратов, приборов или отдельных участков цепи применяют разъединители (в частности, до и после каждого масляного выключателя обязательно должны быть установлены разъединители, чтобы можно было отключать масляный выключатель от сети на время осмотра и ремонта).

Правила технической эксплуатации допускают пользование разъединителями только при снятой нагрузке, т. е. после отключения силового трансформатора или электродвигателя масляным выключателем.

Промышленностью выпускаются разъединители различных типов для внутренней и наружной установки. Разъединители внутренней установки для номинальных токов до 1000 А обычно бывают трехфазными. Более мощные разъединители изготовляются в полюсном исполнении; отдель-

ные полюса соединяют в трехполюсный разъединитель непосредственно на месте установки с помощью опорных конструкций и муфт.

Привод разъединителей, применяемых в электрических схемах насосных станций, как правило, ручной.

Изоляторы. В установках высокого напряжения изоляторы служат для электрической изоляции и поддержания токоведущих частей различных устройств и аппаратов.

Токоведущие части (шины). Необходимой принадлежностью каждой электрической цепи являются сборные шины, к которым энергия подводится от понизительного силового траисформатора или фидера распределительной сети и от которых она распределяется между приемниками и контрольно-измерительными приборами.

Сборные шины изготовляют из меди, алюминия или стали. Для лучшего охлаждения шины изготовляют прямоугольного сечения в виде полос, укрепленных шинодержателями на ребро или плашмя на опорных изоляторах.

Силовые кабели. Для соединения различных элементов электрического хозяйства насосной станции применяют силовые кабели.

Измерительные трансформаторы. Измерительные трансформаторы (тока и напряжения) служат для преобразования энергии, регистрируемой измерительными приборами (вольтметрами, амперметрами и др.) и питающей реле и вспомогательные цепи.

Трансформатор напряжения устанавливают при напряжении в сети 380 В и выше. Работа измерительных трансформаторов основана на том же принципе, что и работа силовых трансформаторов. В цепях высокого напряжения подключение вольтметра, счетчиков, реле и т. д. возможно только через трансформатор напряжения. С высоковольтной стороны обмотка такого трансформатора рассчитывается на напряжение сети, с низковольтной стороны обмотка имеет напряжение 110 и 220 В.

Амперметры и последовательные обмотки ваттметров и счетчиков энергии подключают к силовой сети высокого напряжения через трансформаторы тока, уменьшающие силу тока в обмотках указанных приборов.

Предохранители. Для защиты электрической цепи от токов чрезмерной силы в цепь включают предохранители, которые при превышении допустимой максимальной величины тока прерывают цепь. Плавкие вставки этих предохранителей подбирают так, чтобы они беспрепятственно пропускали ток нормальной силы, а при перегрузках расплавлялись и разрывали цепь раньше, чем ток перегрузки сможет повредить приборы или электродвигатель.

§ 81. Схемы электрических соединений

Присоединение электрических двигателей насосной станции к линии электропередачи осуществляется с помощью оборудования, рассмотренного нами в предыдущем параграфе, по схеме, обеспечивающей электроэнергией все основные и вспомогательные агрегаты станции. Принятая схема электрических соединений во многом определяет компоновку сооружений и оборудования насосной станции, стоимость строительства, а также надежность, долговечность, удобство и экономичность ее эксплуатации.

В зависимости от назначения и режима работы станции, типа и числа установленных на ней насосов применяют различные схемы электрических соединений, которые выбирают из соображений надежности и безопасности. Надежность определяется в зависимости от класса насосной станции. Если насосная станция относится к первому классу надежности действия, то число независимых источников питания должно быть не менее двух и перерыв в электроснабжении может быть допущен только на время автоматического ввода резервного питания. Насосные станции второго и третье-

го класса надежности действия могут иметь один-два и более источника питания. Этот вопрос решается в каждом конкретном случае с учетом убытков (ущерба) потребителя при прекращении подачи воды, вызванном аварийным отключением электроэнергии.

Принципиальное значение при выборе схемы электрических соединений и определении состава ее оборудования имеет напряжение приводных электродвигателей основных насосов. Двигатели высокого напряжения допускают непосредственное присоединение к линии электропередачи (без устройства понизительной трансформаторной подстанции). При напряжении электродвигателей насосной станции, меньшем напряжения линии электропередачи, существенную роль при рациональном построении схемы электрических соединений играет правильный, технически и экономически обоснованный выбор числа и мощности силовых трансформаторов.

При выборе трансформаторов в соответствии со схемой электрических соединений намечают несколько технически наиболее целесообразных вариантов числа, мощности и типа трансформаторов, а затем для них проводят технико-экономические сравнения. При этом в капитальные затраты включают стоимость не только трансформаторов, но и ячеек электрических распределительных устройств всех напряжений.

Как правило, применяют трехфазные трансформаторы, затраты материалов, стоимость и потери энергии в которых меньше, чем в группе из трех однофазных трансформаторов одинаковой номинальной мощности.

При необходимости установки нескольких силовых трансформаторов следует стремиться к применению не более двух-трех стандартных мощностей. Это облегчает замену поврежденных трансформаторов и ведет к сокращению складского резерва. Весьма желательна установка трансформаторов одинаковой мощности. Однако такое решение не всегда выполнимо.

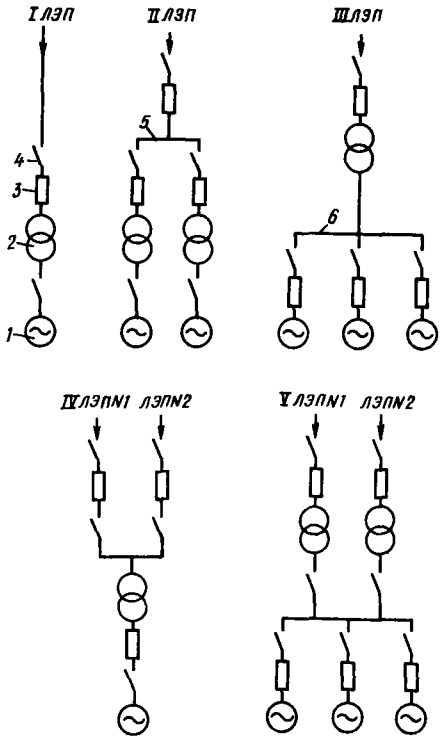


Рис. 12.3. Принципиальные схемы электрических соединений насосных станций

1—электродвигатель; *2*—силовой трансформатор; *3*—масляный выключатель *4*—разъединитель, *5*—шины высокого напряжения, *6*—шины низкого напряжения

Выбор схемы электрических соединений производится с учетом типа (асинхронный, синхронный) приводных электродвигателей основных насосов, их мощности и принятого способа пуска (асинхронный пуск от полного или пониженного напряжения, пуск разворотным асинхронным двигателем или синхронный частотный пуск от пускового агрегата меньшей мощности). Существенную роль в выборе схемы электрических соединений играет режим работы станции — круглый год или только определенный период, полное время суток или только несколько часов в сутки. Режим работы определяет возможность проведения капитальных и плановых профилактических ремонтов, осмотра и чистки.

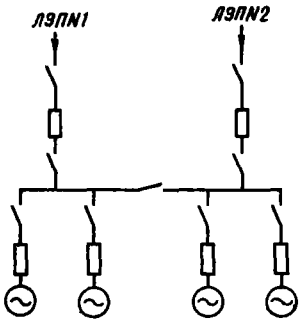


Рис. 12.4. Схема электрических соединений насосной станции с двигателями низкого напряжения

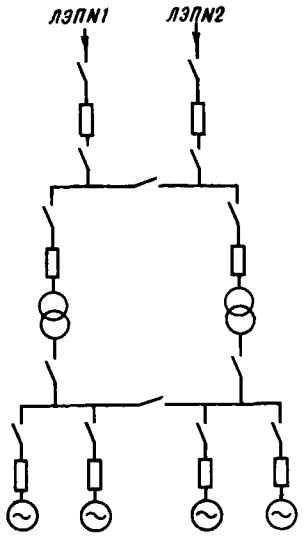


Рис. 12 5. Схема электрических соединений насосной станции с двигателями высокого напряжения

При наличии вблизи насосной станции населенных пунктов или промышленных предприятий схему электрических соединений выбирают с учетом комплексного электроснабжения всех потребителей энергии. При этом учитывают категорию потребителей, требуемую надежность питания и необходимые резервы. С учетом всего вышеизложенного при разработке схем электрических соединений насосных станций наиболее часто применяют ряд типовых решений (рис.12.3).

Схема соединений, при которой приводной электродвигатель каждого основного насоса непосредственно соединен со своим понижающим трансформатором и линией электропередачи (схема I, получившая название одиночного блока), применяется на станции с одним агрегатом или с агрегатами большой единичной мощности.

Электрическую схему со спаренными блоками, при которой к каждой ЛЭП через свой понижающий трансформатор подключено по два агрегата (схема II), применяют на насосных станциях с большим числом агрегатов большой и средней мощности. Характерной особенностью этой схемы является наличие системы шин высокого напряжения, обеспечивающей подсоединение к ЛЭП любого из силовых трансформаторов.

Схема соединений с укрупненными блоками (схема III) применяется на насосных станциях с большим числом сравнительно небольших по мощности агрегатов. Электродвигатели в этом случае подсоединяются к силовому трансформатору с помощью системы шин низкого напряжения.

Схемы I—III предусматривают электроснабжение насосной станции от одного источника питания. При двух и более независимых источниках питания также возможно устройство схем электрического соединения с одиночными (схема IV) и укрупненными (схема V) блоками.

В качестве примера на рис.12.4 приведена упрощенная схема электрических соединений водопроводной насосной станции первого класса надежности действия с приводными электродвигателями низкого напряжения. Как видно из этой схемы, электрическая энергия подводится через разъединитель к шинам высокого напряжения от двух независимых источников питания. От шин высокого напряжения электрический ток через разъединители и масляные выключатели подается к силовым трансформаторам, а от них — к шинам низкого напряжения, к которым, в свою очередь, присоединены укрупненные блоки групп электродвигателей.

Шины высокого и низкого напряжения с помощью разъединителей

разделены на секции, что позволяет осматривать и ремонтировать электрическое оборудование схемы и обеспечивает питание каждого электродвигателя от любого силового трансформатора и источника электроэнергии. При необходимости дальнейшее повышение надежности электропитания насосной станции может быть достигнуто дублированием одинарной системы шин.

На рис.12.5 приведена схема электрических соединений аналогичной насосной станции, оборудованной электродвигателями высокого напряжения. Электрическая энергия от ЛЭП через разъединители и масляные выключатели подается на шины высокого напряжения, к которым надлежащим образом присоединены электродвигатели насосов. Отсутствие промежуточной трансформации энергии значительно упрощает схему и удешевляет строительство станции. При этом следует, однако, иметь в виду, что стоимость электродвигателей и их масса возрастают с увеличением напряжения. Ремонт электродвигателей высокого напряжения из-за большого количества изоляции также является более сложным и дорогим.

Для простоты изображения схемы электрических соединений на рис. 12.3—12.5 приведены в однолинейном начертании. Фактически же каждая линия соединений, установленный на ней масляный выключатель и все остальные элементы устраиваются по числу фаз.

§ 82. Трансформаторные подстанции и распределительные устройства

Силовые трансформаторы со всей аппаратурой, обеспечивающей их нормальную эксплуатацию, образуют трансформаторную подстанцию (ТП), а оборудование, предназначенное для приема и распределения электрической энергии, входит в состав распределительных устройств (РУ).

В зависимости от напряжения линии электропередачи (ЛЭП), мощности и назначения насосной станции по своему конструктивному выполнению трансформаторные подстанции могут быть:

открытыми отдельно стоящими или примыкающими к зданию насосной станции;

закрытыми отдельно стоящими, пристроенными к зданию насосной станции или же встроенными в него;

столбовыми, все оборудование которых устанавливается открыто на специальных конструкциях или на опорах ЛЭП.

Открытые отдельно стоящие ТП характерны для крупных насосных станций с большой суммарной мощностью электродвигателей и питанием от ЛЭП напряжением 35 кВ и выше. Такие трансформаторные подстанции представляют собой сложные сооружения, проектирование и строительство которых является предметом самостоятельных дисциплин. В качестве примера на рис. 12.6 показано типовое решение понизительной ТП напряжением 35 кВ с одним трансформатором, питаемым ответвлением от одной линии. Для защиты трансформатора со стороны высокого напряжения установлены разъединители и плавкие предохранители. Питание РУ низкого напряжения осуществляется через масляные выключатели.

Открытые ТП, примыкающие к зданию насосной станции, принципиально не отличаются от отдельно стоящих, но обладают по сравнению с ними преимуществами, заключающимися главным образом в экономии производственных площадей и в некотором уменьшении стоимости строительной части.

Закрытое размещение силовых трансформаторов иасосных станций экономически оправдано при напряжении ЛЭП до 10 кВ включительно. На рис.12.7 даны примеры выполнения отдельно стоящих типовых ТП напряжением 6—10 кВ. Трансформаторы установлены в отдельиых камерах с выходом наружу. Поме-

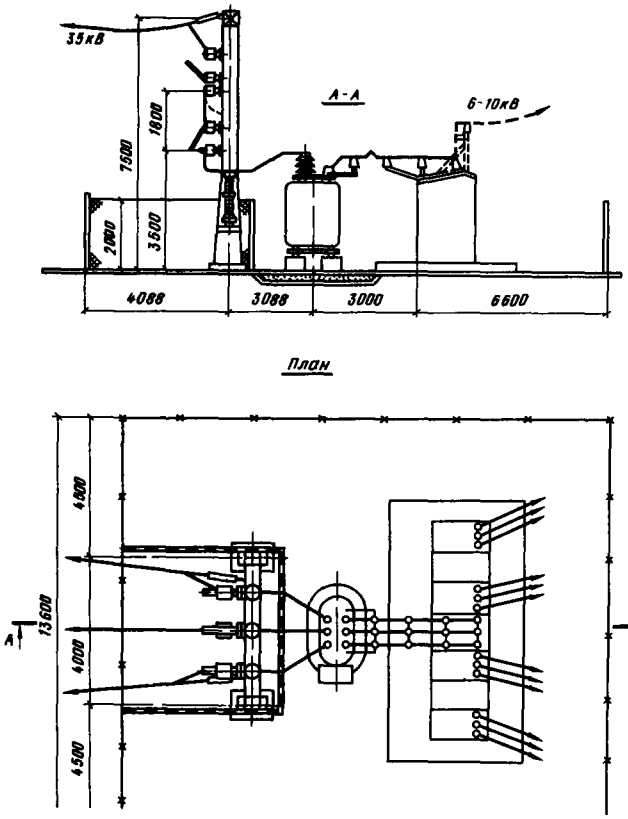


Рис. 12.6. Понизительная трансформаторная подстанция открытого типа

щение вспомогательной электроаппаратуры отделено несгораемой стеной и имеет самостоятельный вход. Трансформаторы выкатывают из камер широкой (рис.12.7, *а*) или узкой (рис. 12.7, *б*) стороной в зависимости от общей компоновки подстанции. Строительные конструкции здания ТП определяются местными условиями.

Закрытые типовые подстанции могут быть пристроенными (см. рис. 10.35) и встроенными (см. рис.10.31). Трансформаторные камеры в этом случае должны быть отделены от других производственных помещений капитальными несгораемыми ограждающими конструкциями и иметь непосредственный выход наружу.

В отдельных случаях понижающие трансформаторы устанавливают вдоль машинного здания насосной станции и закрывают с боков металлической сеткой, а сверху тонкой листовой сталью. Такое решение яв-

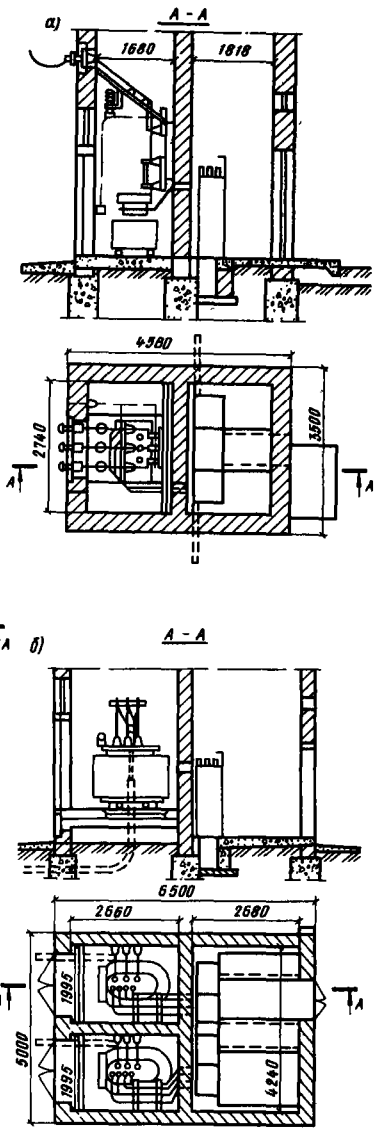


Рис. 12.7. Отдельно стоящие закрытые трансформаторные станции

а—однотрансформаторная подстанция 6—10 кВ, 100 кВ·А с воздушным вводом; *б*—двухтрансформаторная подстанция 6—10 кВ, 2(180÷320) кВ·А с самостоятельными кабельными вводами

ляется дешевым, простым и позволяет использовать перегрузочную способность трансформаторов. Трансформатор в этом случае должен быть выбран в исполнении, предусмотренном для наружной установки.

На столбовых подстанциях допускается устанавливать один трансформатор мощностью не выше

400 кВ·А. Таким образом, эти подстанции находят применение лишь в сочетании с относительно небольшими изолированными насосными установками.

Распределительные устройства водопроводных и канализационных насосных станций, у которых напряжение приводных электродвигателей основных насосов не превышает 10 кВ, устраивают закрытыми в помещениях, пристраиваемых к зданию насосной станции или выгораживаемых внутри его.

Электрическое оборудование РУ размещается двумя способами:

в кирпичных или железобетонных камерах со сборкой непосредственно на месте;

в комплектных устройствах заводского изготовления.

Применение комплектных устройств упрощает и ускоряет проектирование и сооружение РУ, уменьшает объем помещений, упрощает строительные и монтажные работы, облегчает расширение и реконструкцию. Кроме того, повышается качество устройства, надежность его работы, удобство и безопасность обслуживания. Общие годовые расходы по эксплуатации комплектных РУ меньше, чем при установках с камерами сборного типа.

Компоновка сборного устройства с одной системой шин может быть двух различных типов: с отдельно стоящими конструкциями и двумя коридорами обслуживания; с конструкциями прислонного типа и одним коридором обслуживания.

Сборная отдельно стоящая конструкция (рис.12.8) предназначается для ответственных подстанций и позволяет подключать РУ к линиям электропередачи с помощью подземных кабелей или воздушных линий. Шинные разъединители отделяются от шин полкой с проходными изоляторами, что повышает надежность РУ, защищая шины от оплавления дугой при ошибочных операциях с шинными разъединителями. Линейные разъединители находятся в нижней или верхней части камеры в зависимости от типа ввода — кабельного или воздушного. Масляные выключатели, как правило, малообъемные, устанавливают в центре камеры. Трансформаторы тока устанавливают вертикально или горизонтально, иногда их используют в качестве проходных изоляторов. Силовые кабели линий выводят из камер наружу с помощью труб — керамических, стальных или асбестоцементных. Контрольные кабели прокладывают в кабельных каналах, перекрываемых съемными плитами из несгораемых материалов. Если в помещении РУ установлено электротехническое оборудование с фарфоровой изоляцией, специального отопления не требуется.

В РУ прислонного типа (рис.12.9) все электрооборудование обслуживается из одного центрального коридора, что существенно ухудшает условия монтажа и эксплуатации по сравнению с компоновкой с двумя коридорами обслуживания, но позволяет уменьшить размеры помещения РУ.

При компоновке сборного устройства с двумя системами шин здание выполняется (при применении малообъемных выключателей) одно- или двухэтажным в зависимости от типа вводов: кабельных или воздушных. Для кабельных вводов целесообразно сооружать одноэтажное здание; при необходимости присоединения к РУ воздушных линий должна быть выполнена кабельная вставка с переходом кабеля на воздушную линию на столбе вблизи здания РУ. При размещении оборудования в два этажа возможно присоединение воздушных выводов без кабельной вставки. Однако переход на двухэтажную компоновку резко усложняет строительную часть и в большинстве случаев оказывается нецелесообразным.

Комплектные распределительные устройства (КРУ) представляют собой набор металлических шкафов со встроенными в них электрическими аппаратами, приборами измерения, защиты, автоматики, сигнализации и управления, а также вспомогательными устройствами. Шкафы КРУ

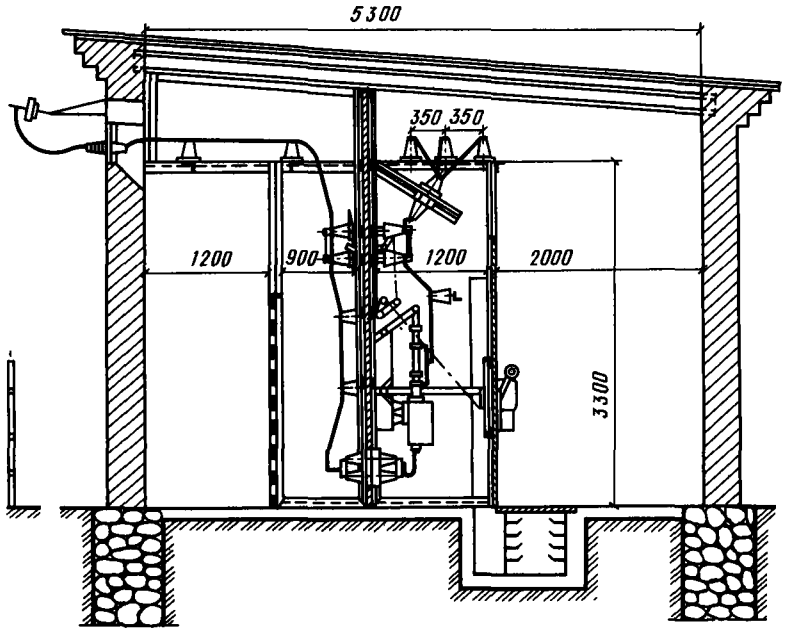
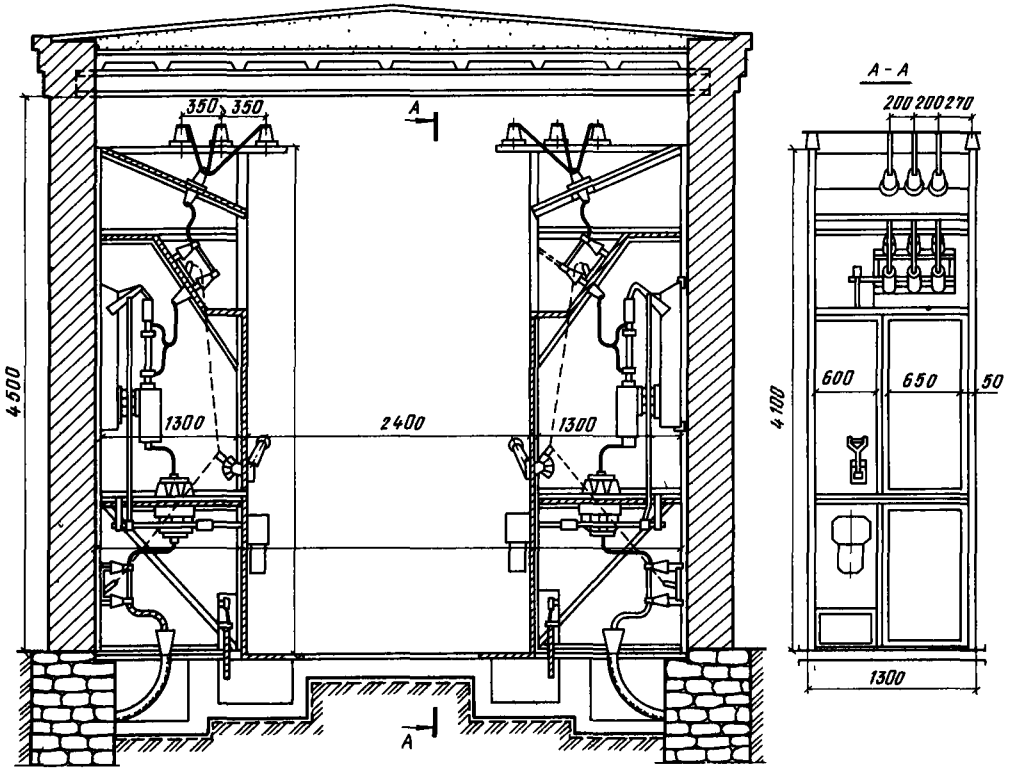


Рис. 12.8 Сборное распределительное устройство 6—10 кВ с одной системой шин

Рис. 12.9 Сборное распределительное устройство 6—10 кВ с одной системой шин прислонного типа



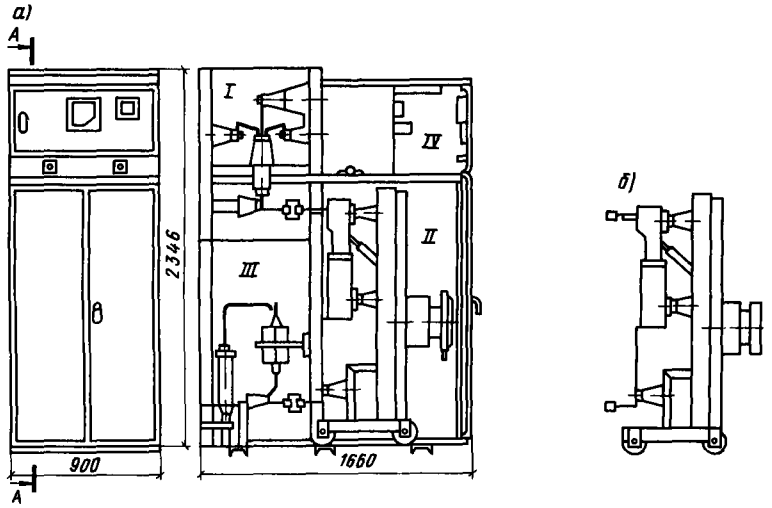


Рис. 12.10. Шкаф комплектного распределительного устройства (*а*) с выдвижным выключателем (*б*)

изготовляют из листовой стали толщиной 2—3 мм и из стальных гнутых и прокатных профилей. КРУ выполняют со стационарной установкой оборудования или с выкатной тележкой. В зависимости от схемы аппаратура одного электрического присоединения может быть размещена в одном или в нескольких соединенных между собой шкафах.

Шкафы КРУ, серийно выпускаемые отечественной промышленностью, имеют одну систему шин, рассчитаны для установки над уровнем моря не выше 1000 м и предназначены в основном для одностороннего обслуживания.

В качестве примера на рис.12.10 показан шкаф КРУ 10 кВ с выдвижным выключателем ВМП-10. Шкаф разделен на четыре отсека: I — отсек сборных шин; II — отсек выключателя; III — отсек с трансформаторами тока и концевыми кабельными разделками; IV — отсек с приборами релейной защиты и измерения. Выключатель ВМП-10 с пружинным приводом ППМ-10 (или с электромагнитным приводом ПЭ-11) установлен на тележке и может быть выдвинут из шкафа для осмотра, ремонта и испытания.

При низком напряжении 380 и 220 В применяют простейшие закрытые распределительные устройства — распределительные щиты. В качестве отключающих аппаратов на них устанавливают магнитные пускатели, рубильники, плавкие предохранители, автоматы и контакторы.

Щиты комплектуют из необходимого числа панелей, представляющих собой металлический корпус со смонтированными на нем электрическими аппаратами и приборами, шинами на изоляторах и проводами вторичных цепей. Панели соединяют между собой в щиты болтами.

Размеры помещений РУ определяются габаритами оборудования, числом ячеек, устанавливаемых схемой электрических соединений, и наименьшими допустимыми расстояниями между аппаратурой и элементами здания, обеспечивающими удобство монтажа и безопасность обслуживания (табл.12.1).

Таблица 12.1

Показатели	Размер, см, в свету при напряжении, кВ		
	1—3	6	10
Расстояние между проводами разных фаз, а также от токоведущих частей до заземленных конструкций здаиий	7—5	10	12,5
Расстояние от токоведущих частей до сплошных ограждений	10,5	13	15,5
То же, до сетчатых ограждений	17,5	20	22,5

Продолжение табл. 12.1

Показатели	Размер, см, в свету при напряжении, кВ		
	1—3	6	10
Высота расположения голых токоведущих частей, при которой не требуется ограничений	250		
Расстояние между ограждениями токоведущими частями, расположенными с двух сторон коридора . . .	200		
Ширина коридора одностороннего обслуживания	120	150	200
Высота прохода	190		
Расстояние от наинизшей точки провода воздушных вводов в РУ до земли	450		

Помещение РУ надлежит проектировать, как правило, на уровне монтажной площадки и преимущественно без устройства подвалов. Допускается устройство входа в помещение РУ из машинного зала. Все помещения РУ и ТП (за исключением помещений, в которых постоянно присутствует обслуживающий персонал) можно сооружать с искусственным освещением.

На небольших насосных станциях ячейки КРУ и распределительные щиты допускается устанавливать непосредственно в машинном зале.

ГЛАВА 13. АВТОМАТИЗАЦИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 83. Основные элементы систем автоматизации

Автоматикой называется отрасль науки и техники, которая рассматривает теорию автоматического управления, а также принципы построения автоматических систем и образующих их технических средств.

Введение автоматизации управления насосными станциями является одним из важнейших направлений технического прогресса в области подачи и отвода воды в населенных пунктах и на промышленных предприятиях.

Современные системы водоснабжения имеют разветвленную сеть и большое число водопитателей, расположенных на обширной территории. Визуальный контроль за состоянием технологического оборудования и ручное управление агрегатами не могут обеспечить достаточной надежности и экономичности работы насосных станций. Применение автоматизированного управления насосными станциями дает значительные преимущества:

повышает бесперебойность, четкость и надежность работы, поскольку автоматическая аппаратура быстро реагирует на изменение режима работы станций;

позволяет уменьшить вместимость баков водонапорных башен и сборных резервуаров за счет увеличения частоты пуска и остановки агрегатов;

снижает эксплуатационные расходы вследствие уменьшения числа обслуживающего персонала, а также расходов на отопление и освещение помещений;

снижает строительную стоимость, так как оборудование концентрируется на меньшей площади машинного зала и отпадает необходимость в устройстве бытовых и вспомогательных помещений;

увеличивает срок службы оборудования и приборов благодаря своевременному выключению из работы агрегатов при возникновении неполадок в их работе;

дает возможность сосредоточить управление несколькими автоматизированными насосными станциями в одном пункте, что делает систему более гибкой и надежной;

исключает участие персонала станции в технологических операциях, протекающих в антисанитарных условиях.

Полная замена обслуживающего персонала автоматическими устройствами не всегда целесообразна, особенно на ответственных насосных станциях II подъема, где рекомен-

дуется иметь персонал, наблюдающий за работой агрегатов и аппаратурой управления. Полное автоматизированное управление целесообразно применять на насосных станциях из артезианских скважин и на небольших канализационных насосных станциях.

В СССР и за рубежом наибольшее распространение получил принцип автоматизированного управления с местного диспетчерского пункта, расположенного в помещении насосной станции.

Опыт эксплуатации автоматизированных насосных станций показывает, что затраты на автоматизацию окупаются в течение 1—1,5 лет.

На насосных станциях автоматизируются: пуск и остановка насосных агрегатов и вспомогательных насосных установок; контроль и поддержание заданных параметров (например, уровня воды, подачи, напора и т. д.); прием импульсов параметров и передача сигналов в диспетчерский пункт. Для наблюдения за параметрами работы насосной станции служат различные датчики, которые преобразуют контролируемую величину в электрический сигнал, поступающий в исполнительный механизм.

В качестве основного параметра автоматизированного управления работой насосов I подъема следует принимать уровень воды на первом из очистных сооружений станции при поверхностных источниках водоснабжения (обычно смеситель) или уровень чистой воды в водосборном резервуаре при подземных источниках водоснабжения. В качестве параметров автоматизированного управления насосами II подъема принимают: напор в заданной точке распределительной сети; уровень воды в баке водонапорной башни; напор в отводящем коллекторе в насосной станции. В настоящее время внедряется микропроцессорное управление работой насосных станций. На канализационных насосных станциях основным параметром автоматизированного управления работой станции является допустимый уровень воды в приемном резервуаре.

Датчиком называется элемент автоматического устройства, контролирующий колебания той или иной физической величины и преобразующий эти колебания в изменения другой величины, удобной для передачи на расстояние и воздействия на последующие элементы автоматических устройств.

Реле называют устройства, которые состоят из трех основных органов: воспринимающего, промежуточного и исполнительного. Воспринимающий орган принимает управляющий импульс и преобразует его в физическую величину, воздействующую на промежуточный орган. Промежуточный орган, принимая сигнал, воздействует на исполнительный орган, который скачкообразно изменяет выходной сигнал и передает его электрическим цепям управления.

В автоматизированных системах управления насосными агрегатами применяют следующие типы датчиков и реле:

датчики уровня — для подачи импульсов на включение и остановку насосов при изменении уровня воды в баках и резервуарах;

датчики, или электроконтактные манометры, — для управления цепями автоматики при изменении давления в трубопроводе;

струйные реле — для управления цепями автоматики в зависимости от направления движения воды в контролируемом трубопроводе;

реле времени — для отсчета времени, необходимого для протекания определенных процессов при работе агрегатов;

термические реле — для контроля за температурой подшипников и сальников, а в некоторых случаях за выдержкой времени;

вакуум-реле — для поддержания определенного разрежения в насосе или во всасывающем трубопроводе;

промежуточные реле — для переключения отдельных цепей в установленной последовательности;

реле напряжения — для обеспечения работы агрегатов на определенном напряжении;

аварийные реле — для отключения агрегатов при нарушении установленного режима работы.

Электродный датчик уровня. Основными элементами электродного датчика уровня (рис.13.1) являются блок сигнализации и электроды, устанавливаемые на высоте контролируемого уровня. При достижении уровнем воды того или иного электрода вследствие электрической проводимости воды замыкаются соответствующие цепи в электрической схеме сигнализации и управления насосными агрегатами.

Датчик давления. В качестве датчика давления используются электроконтактные манометры (рис.13.2), для которых так же, как и для обычных манометров, применяют трубчатую пружину. Электроконтактные манометры имеют два подвижных контакта — левый, замыкающийся при давлении ниже величины, на которую он установлен, и правый, замыкающийся при давлении, превышающем установленную для него величину. Кроме подвижных контактов манометр имеет один контакт, жестко укрепленный на стрелке. Контактная система и изоляция манометров позволяет включать их в цепи управления напряжением до 360 В переменного тока или 220 В постоянного тока.

Датчик контроля за заливкой насоса. На рис.13.3 изображен датчик мембранного типа для контроля за заливкой насоса с помощью вакуум-насоса. При заполнении насоса водой мембрана датчика прогибается, поднимает шток и замыкает контакты. После снижения давления мембрана возвращается в исходное положение пружиной (на рис.13.3 не показана).

Особенностями датчика мембранного типа являются их большая чувствительность и способность выдерживать высокие давления.

Струйное реле. Принцип действия струйного реле основан на использовании кинетической энергии жидкости. Движущаяся жидкость отклоняет вращающийся на шарнире маятник, выполненный в виде тонкой пластинки, подвешенной к оси (рис.13.4). Маятник поворачивается в направлении движения воды и включает контакты реле.

Реле времени. Для обеспечения выдержки времени между отдельными операциями при автоматическом управлении служат реле времени. Для получения значительных выдержек времени (от нескольких секунд до нескольких минут) применяют термические реле времени (термогруппы). Реле состоит из двух неподвижных контактных пружин и двух биметаллических пластинок, на одной из которых намотана нагревательная обмотка. Биметаллические пластинки состоят из двух частей, выполненных из различных металлов с разным коэффициентом расширения. Обе части пластинки наложены одна на другую и плотно соединены. От тока, проходящего через обмотку, пластинка нагревается и, изгибаясь, замыкает или размыкает контакты в цепи управления. Подобные реле, но несколько измененной конструкции применяют в качестве реле тепловой защиты.

Электромагнитные реле. Наиболее широко используются в схемах автоматизированного управления работой насосных агрегатов и в системах телемеханики электромагнитные реле. По своему устройству и принципу действия электромагнитные реле (рис.13.5) очень похожи на магнитный пускатель, только значительно меньше его по размерам и рассчитаны на более слабый ток.

На небольшом стальном стержне круглого сечения (сердечнике) надета катушка с обмоткой из медного изолированного провода. От тока, проходящего через обмотку катушки, сердечник намагничивается и притягивает якорь, укрепленный на корпусе реле и поворачивающийся на ребре. Притягиваясь к сердечнику, якорь поднимает и замыкает электрические контакты, вклепанные в эластичные (контактные) металлические пластинки, которые соединены с внешней (исполнительной) электрической цепью. Если ток из обмотки реле выключить, сердечник размаг-

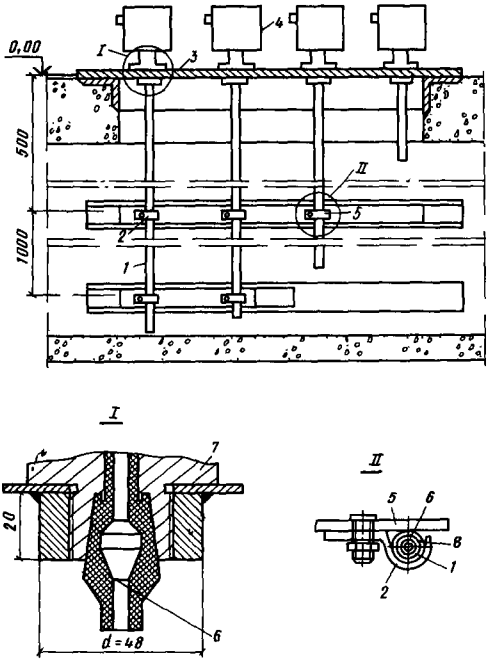


Рис. 13.1. Установка датчиков УРСУ-2 в приемном резервуаре

1—полиэтиленовая труба, *2*—скоба крепления датчика; *3*—металлическая плита; *4*—блок сигнализации, *5*—планка установки датчика, *6*—электрод; *7*—штуцер датчика, *8*—резиновая прокладка

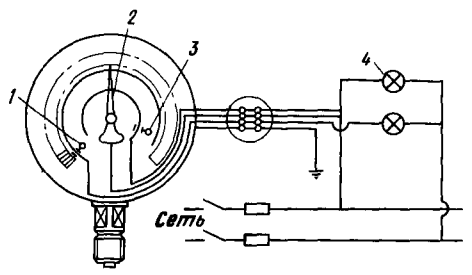


Рис. 13 2. Электрический манометр

1, 3—левый и правый подвижные контакты; *2*—стрелка — неподвижный коитакт; *4*—устройство регулнрования нли сигнализации

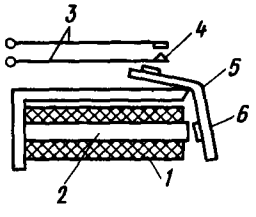
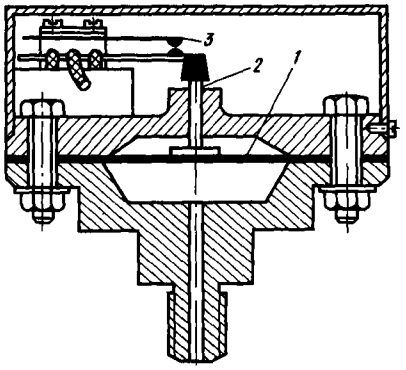


Рис. 13.5. Электромагнитное реле

1—катушка, *2*—сердечник; *3*—коитактиые пластинки; *4*—контакты, *5*—ребро; *6*—якорь



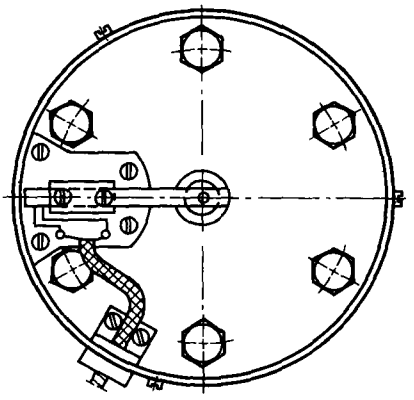


Рис. 13.3. Датчик коитроля за заливкой насоса

1—мембрана, *2*—шток; *3*—контакты

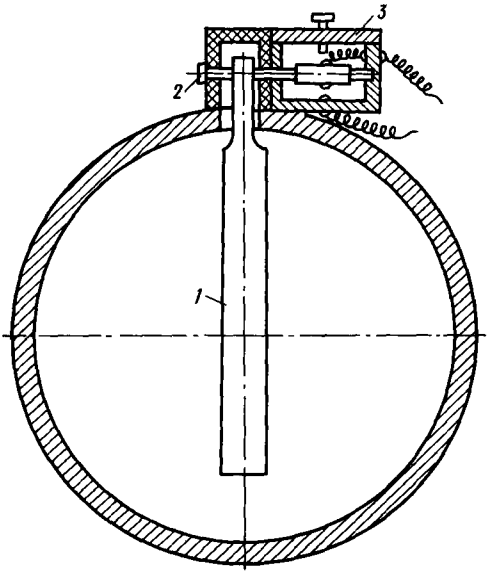


Рис. 13 4. Струйное реле

1—маятник, *2*—ось; *3*—коитакты

нитится, якорь под действием пружинящих контактных пластинок возвратится в исходное положение, и контакты разомкнутся.

Электромагнитное реле срабатывает от сравнительно слабого тока, но включает электрические цепи, по которым проходит ток значительно большей силы. Таким образом, реле выполняет роль усилителя, являясь промежуточным звеном между цепью слабого тока и исполнительной (высшей) цепью значительно большей мощности.

§ 84. Принципиальные схемы автоматического управления

Структурная схема автоматизированного управления насосных агрегатов, являясь замкнутой цепью воздействия отдельных элементов, должна включать:

измерительные датчики и реле, реагирующие на изменение неэлектрических величин;

преобразователи импульса изменения неэлектрической величины в электрическую;

усилители, увеличивающие мощность преобразованной величины для приведения в действие исполнительного механизма;

исполнительный механизм, выполняющий необходимые операции для поддержания в заданном режиме параметра, на который настроено автоматизированное управление.

Все указанные элементы, независимо от места их установки, связаны одной общей схемой, которая составляется в соответствии с технологическим заданием и должна обеспечить определенную последовательность выполнения операций рабочими механизмами, а также необходимые блокировки.

Для автоматического управления работой насосных агрегатов широко применяют электрические релейно-контактные схемы, состоящие из электрических контактов, соединенных в определенной последовательности, и регулирующих устройств, на которые эти контакты воздействуют.

Основным принципом работы релейно-контактной схемы является последовательность действия отдельных ее элементов. Все элементы, входящие в релейно-контактную схему, можно разделить на три основные группы: приемные, промежуточные и исполнительные. Каждая релейно-контактная схема состоит из схемы цепи главного тока и схемы цепи управления. Кроме того, релейно-контактные схемы подразделяют на принципиально свернутые и принципиально развернутые. В принципиально свернутых схемах каждый аппарат показан как единое целое (при этом сохраняется конструктивное единство каждого аппарата). В принципиально развернутых схемах каждый аппарат условно разделяется на составные части (обмотки, контакты), которые размещаются в разных местах схемы по признаку включения в отдельные электрические цепи. При составлении схем автоматизации производственных процессов необходимо соблюдать требования ГОСТа.

На рис.13.6 приведена принципиальная развернутая схема автоматического управления канализационной насосной станцией с тремя насосами (два рабочих, один резервный). При работе станции обеспечивается последовательность включения насосных агрегатов в зависимости от уровня жидкости в приемном резервуаре и выбора режима работы насоса.

Схема работает в ручном и автоматическом режимах. При ручном режиме переключатель *П2* («Режим работы») необходимо установить в положение *3*. Включение насосов производится с помощью кнопок: *Кн.5* — включает насос № 1; *Кн.6* — № 2; *Кн.7* — № 3. При автоматическом режиме переключатель *П2* необходимо установить в положение *1*. Переключатель *П1* («Очередность включения насосов») установить в положение, соответствующее выбранной очередности включения. Насосы включаются в следующей очередности: в положении *1* — № 1, № 2, № 3; в положении *2* — № 2, № 3,

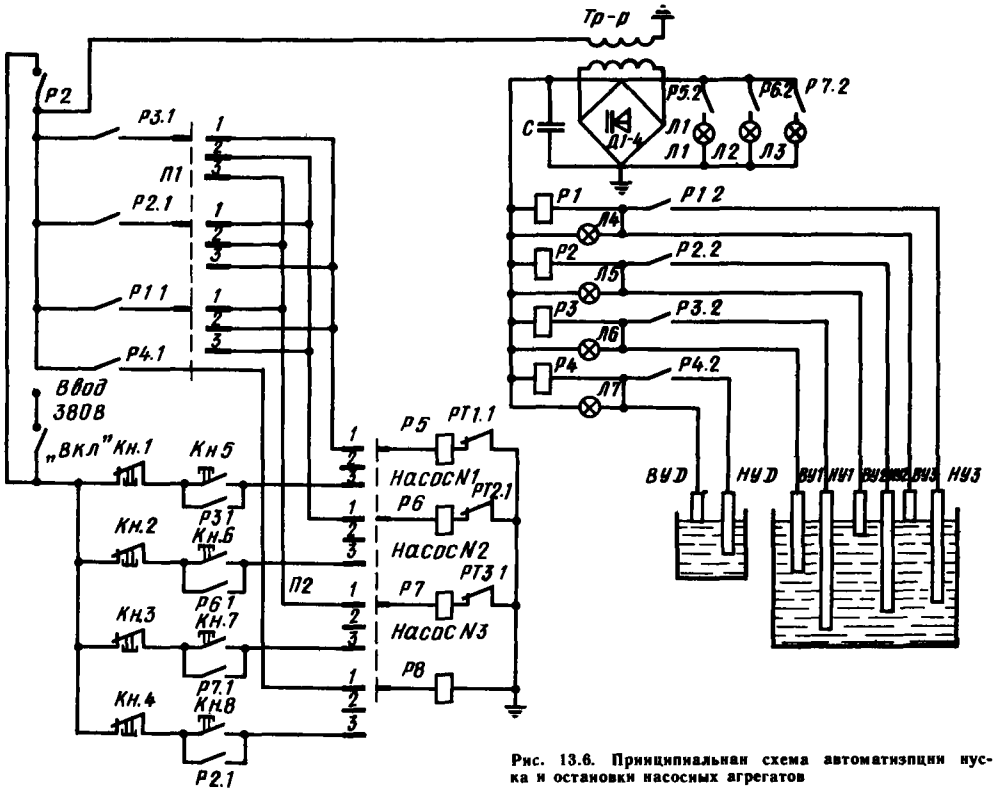


Рис. 13.6. Принципиальная схема автоматизации пуска и остановки насосных агрегатов

№ 1; в положении *3* — № 3, № 1, № 2.

Принцип работы схемы следующий. При подъеме воды до верхнего уровня (ВУ1) загорается лампа *Л6*, срабатывает реле *Р3*. Контакт *Р3.1* замыкает цепь пускателя *(Р5—Р7)* включения насосов № 1—№ 3 в зависимости от положения переключателя *П1*. Контактами реле *Р5.2—Р7.2* замыкается цепь сигнализации включения насоса первой очереди. При откачивании воды до нижнего уровня НУ1 выключается лампа *Л6*, обесточивая реле *Р3*. Насос первой очереди отключается. При увеличении притока воды до верхнего уровня ВУ2 включается лампа *Л5* и срабатывает реле *Р2*. Контактом *Р2.1* создается цепь для включения насоса второй очереди. Отключение насоса второй очереди происходит при достижении уровня воды НУ2.

Предложенная схема проста и надежна в эксплуатации. Кроме того, при внедрении этой схемы улучшаются условия труда.

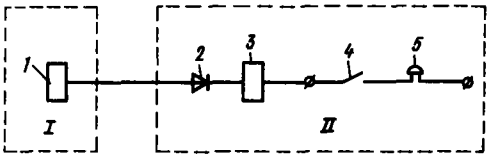


Рис. 13.7. Принципиальная схема сигнализации затопления насосной станции

I—насосная станция; *II*—пульт диспетчера, *1*—датчик уровня воды, *2*—днод, *3*—катушка реле; *4*—контакты реле, *5*—звонок

На рис.13.7 приведена принципиальная схема сигнализации предотвращения затопления насосной станции при поломке дренажного насоса или засорении выпуска из дренажного приямка в канализационную сеть.

На рис.13.8 приведена принципиальная схема устройства РК (раствор-коагулянт) автоматического управления насосом-дозатором. Устройство РК предназначено для автоматизации вредного процесса прерывистого дозирования реагентов при очистке воды и водоподготовке

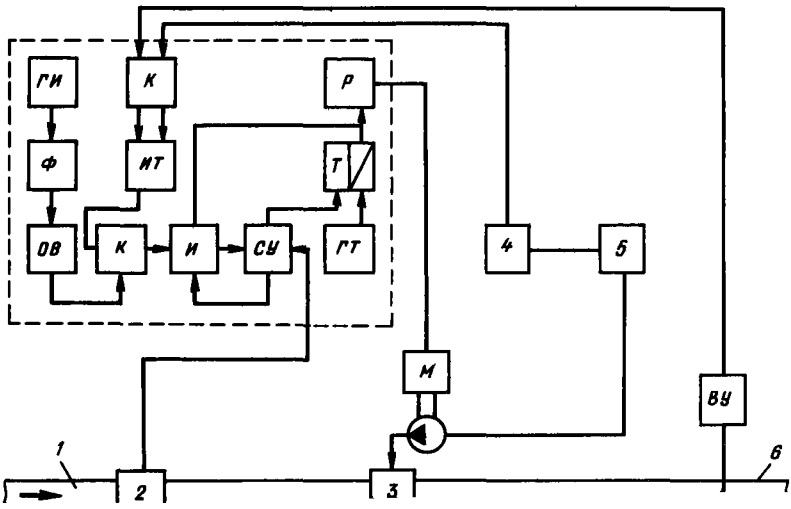


Рис 13.8. Принципиальная схема автоматического управления насосом-дозатором

1—исходная вода; *2*—расходомер; *3*—смеситель, *4*—концентратомер, *5*—расходный бак реагента, *6*—обработанная вода

на очистных станциях, тепловых электростанциях, котельных. Это устройство обеспечивает периодическое включение насосов-дозаторов типа НД, ДА постоянной подачи на время, прямо пропорциональное расходу поступающей на обработку воды и обратно пропорциональное концентрации реагента и качественным показателям обрабатываемой воды. Коррекция коэффициента пропорциональности может осуществляться автоматически или вручную с помощью переключателей, расположенных на лицевой панели прибора.

В устройстве РК предусмотрена одновременная передача команд управления на несколько исполнительных механизмов. Формирователь *Ф* (см. рис. 13.8) и одновибратор *ОВ* вырабатывают импульсы, частота которых равна частоте сети (50 Гц) или частоте заданного генератора *ГИ*. Эти импульсы закрывают ключ *К*, через который проходит полный ток генератора тока *ИТ*. При этом ток от *ИТ* поступает на интегрирующий элемент *И*, вызывая ступенчатый заряд накопительного конденсатора до тех пор, пока напряжение на конденсаторе не станет равным порогу срабатывания сравнивающего устройства *СУ*. В момент срабатывания *СУ* импульс с его выхода переключает триггер *Т*, в результате чего обесточивается реле *Р*, через контакты которого подается напряжение на двигатель *М* дозатора. Одновременно происходит разряд накопительного конденсатора. Новый цикл начинается с приходом очередного импульса от генератора тока *ГТ*.

Порог срабатывания *СУ* устанавливается автоматически пропорционально сигналу с расходомера (унифицированному токовому сигналу с расходомера серии ГСП или сигналу с реостата вторичного прибора типа КСП). Коррекция коэффициента пропорциональности осуществляется токовыми сигналами с концентратомера и вычислительного устройства *ВУ*, контролирующего качество обработанной воды. При отсутствии этих устройств коррекция осуществляется с пульта ручной коррекции К.

§ 85. Схемы автоматизированных насосных установок и насосных станций

Условия работы системы определяются технологическим режимом работы агрегатов. Системы автоматического управления насосными агрегатами должны обеспечить выполнение всех режимных параметров работы агрегатов на заданную сис-

тему водоснабжения и водоотведения при заданной последовательности включения насосов.

Основными процессами, которые выполняются на насосных станциях приборами автоматики, являются:

прием и передача управляющего импульса на пуск и остановку насосных агрегатов;

выдержка времени как перед пуском после получения командного импульса, так и между отдельными процессами;

включение одного или нескольких насосных агрегатов в установленной последовательности;

создание и поддержание необходимого вакуума во всасывающем трубопроводе и корпусе насоса перед его пуском;

открывание и закрывание задвижек на трубопроводах в заданные моменты при пуске и остановке агрегата;

контроль за установленным режимом работы при пуске, работе и остановке;

отключение насоса при нарушении установленного режима и включение резервного агрегата;

передача параметра режима работы насоса на диспетчерский пункт;

защита агрегата от электрических, тепловых и механических повреждений;

контроль за отоплением и вентиляцией в помещении насосной станции;

охрана от проникания на станцию посторонних лиц;

включение и отключение дренажных насосов и насосов, подающих воду на охлаждение и уплотнение сальников фекальных насосов;

включение механизированных грабель.

Комплексная схема автоматизированного управления насосной станцией обычно состоит из следующих отдельных частей: схемы автоматизации залива насоса; схемы автоматизации задвижки на напорном трубопроводе; схемы автоматизации электропривода насоса; схемы взаимосвязи, обеспечивающей последовательность действия системы в целом и осуществляющей необходимые блокировки, а также автоматическую защиту агрегата и сигнализацию.

Серийный выпуск типовых станций автоматического управления насосными агрегатами в значительной мере облегчает проектирование, получение необходимого оборудования, монтаж и эксплуатацию автоматических устройств насосных станций. В настоящее время выпускаются унифицированные станции управления насосами приблизительно 20 типов. Разработаны и серийно выпускаются станции автоматического управления, пригодные для автоматического управления скважинными насосами любого типа. Станции типов САУНА-2 — САУНА-55 применяются для управления электродвигателями мощностью до 55 кВт, САУНА-65 — до 65 кВт, станция КУПНА-80 — от 80 до 150 кВт. Станции типов САУНА и КУПНА можно применять и для автоматического управления горизонтальными насосами, для этого в схему введено реле РКЗ, контролирующее заливку водой насоса перед его пуском.

Схема станций автоматического управления обеспечивает:

местное, автоматическое и телемеханическое управление насосным агрегатом;

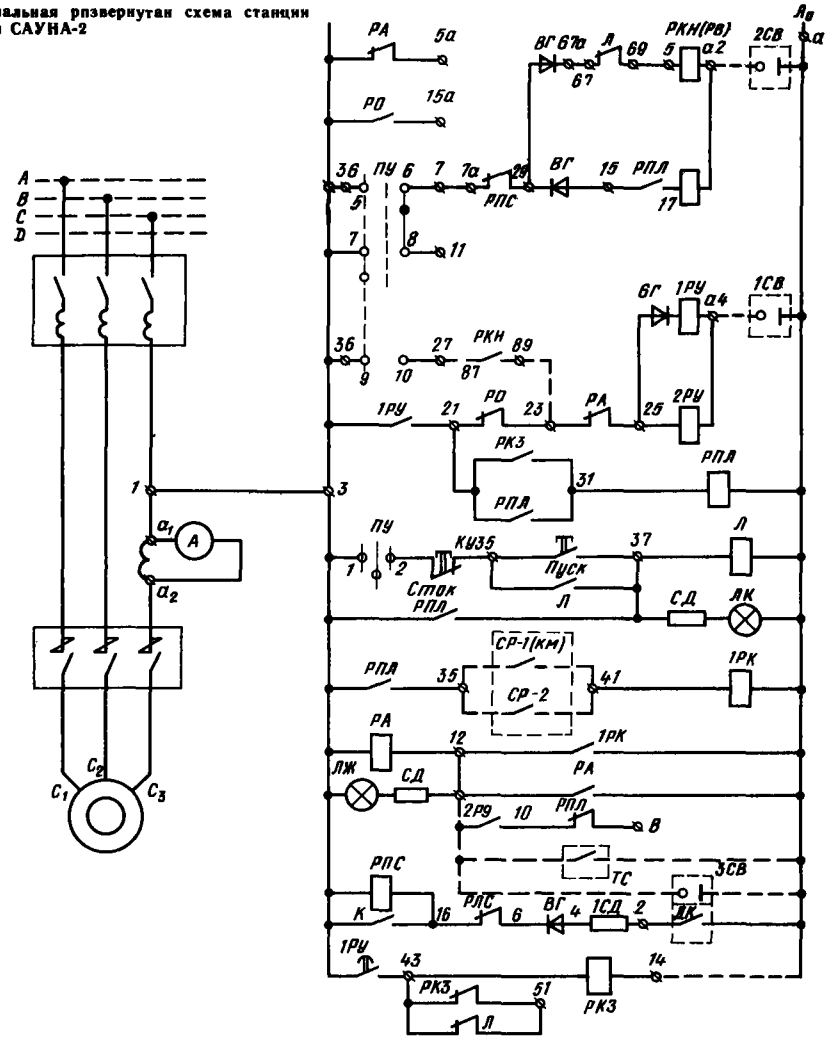
контроль за работой насоса с помощью контактного манометра или струйного реле;

блокировку, предотвращающую пуск электродвигателя при отсутствии воды в бачке для смачивания подшипников насоса АТН перед его пуском; для этого устанавливают сигнализатор наличия воды 1СВ (для насосов других типов вместо сигнализатора устанавливают перемычку);

отключение электродвигателя при нарушении нормального режима работы насосного агрегата, при затоплении водой павильона насосной станции или при перегреве подшипников;

сигнализацию при аварийной остановке насосного агрегата и откры-

Рис. 13.9. Принципиальная развернутая схема станции управления насосами САУНА-2



вании дверей павильона насосной станции.

При местном управлении переключатель *ПУ* ставят в положение «Местное». При этом замыкаются контакты переключателя *1—2*. Агрегат управляется кнопками «Пуск» и «Стоп» (рис.13.9). При местном управлении схема контроля за работой насоса отключается. При автоматическом управлении переключатель *ПУ* ставят в положение «Автоматическое». При этом замыкаются контакты переключателя *7—8*, размыкаются контакты *1—2*, отключая местное управление. При телемеханическом управлеиии переключатель *ПУ* ставят в положение «Телемеханическое». При этом замыкаются контакты переключателя *5—6*, *9—10* и размыкаются контакты *1—2* местного управления. Для автоматического управления на клеммной панели станции управления между клеммами *5—5а* и *15—15а* ставят перемычки. Размыкающий контакт датчика автоматического управления включают на клеммы *11* и *15*, а замыкающий — на клеммы *11* и *23*.

При телемеханическом управлении после подачи командного импульса «Включить» по цепи «клемма *3* — контакты *ПУ 5—6* — перемычки *7—7а* — размыкающий контакт *РПЛ* — перемычка — *89—5*» срабатывает реле включения *РКН*.

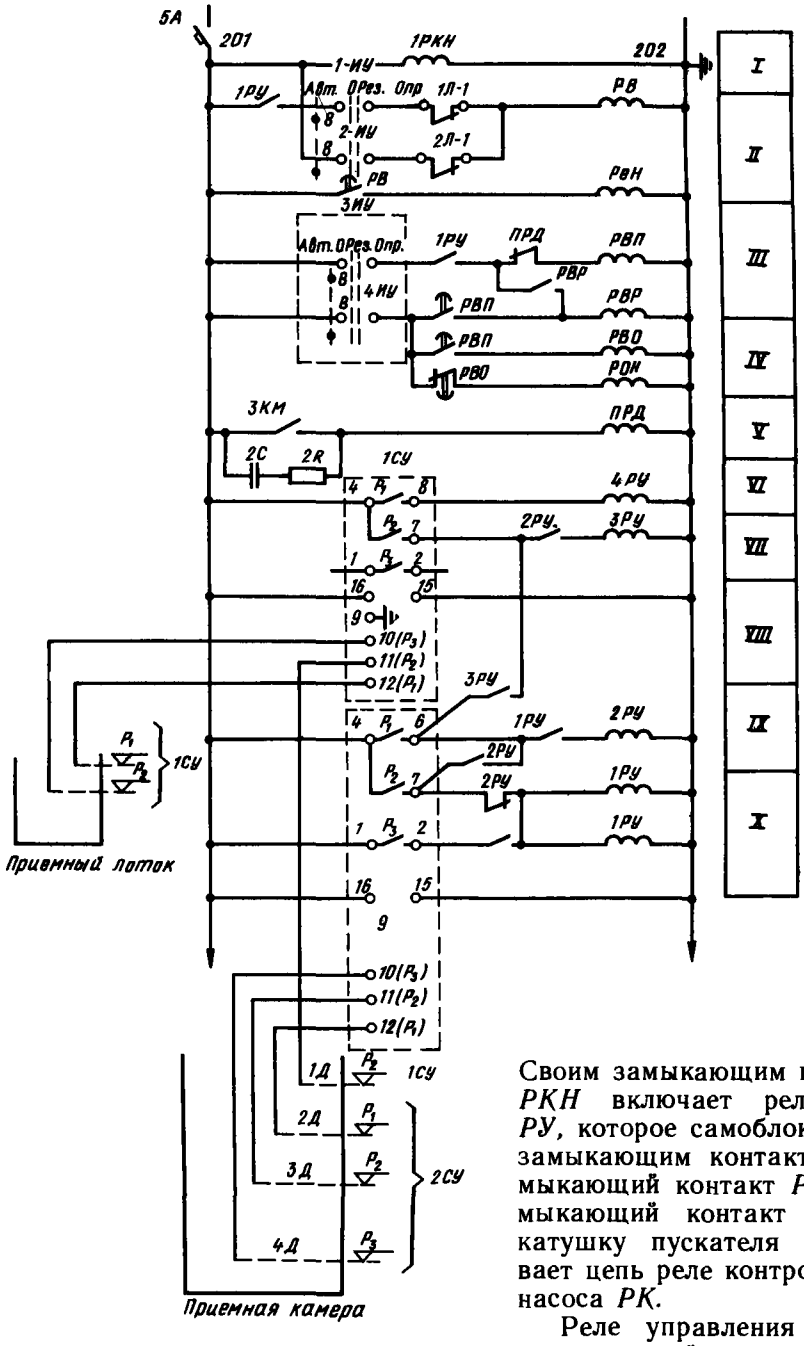


Рис. 13.10. Общеагрегатная схема управления канализационной насосной станцией

I—контроль напряжения; *II*—вызов резервного насоса, *III*—вызов резервного насоса гидроуплотнении, *IV*—отключение насоса гидроуплотнения, *V*—контроль работы насосов гидроуплотнении, *VI*—переполнение приемного лотка, *VII*—переполнение приемной камеры; *VIII*—верхний уровень в приемном лотке; *IX*—контроль работы резераного насоса; *X*—то же, рабочего насоса

Своим замыкающим контактом реле *РКН* включает реле управления *РУ*, которое самоблокируется своим замыкающим контактом через размыкающий контакт *РО*. Другой замыкающий контакт *РК* включает катушку пускателя и подготавливает цепь реле контроля за работой насоса *РК*.

Реле управления *РУ* работает с выдержкой времени 5 с. Этим достигается восстановление работы насосного агрегата при кратковременном исчезновении напряжения. Одновременно с включением пускателя *Л*. начинает работать реле контроля *1РК*. Если насос подает воду, контакты струйного реле *СР-*

1 разомкнутся и реле *1РК* возвратится в исходное положение. Если во время работы насоса подача воды снизится, замкнутся контакты реле *СР-1*, реле *РК* сработает и его размыкающий контакт включит реле аварии *РА*. Для деблокирования необходимо выключить автомат и выяснить причину отключения агрегата. Аналогично происходит отключение агрегата при перегреве подшипников, затоплении павильона или при открывании двери павильона.

На рис.13.10 приведена схема автоматизированного управления насосными агрегатами на канализационной насосной станции.

Главная цель автоматического управления насосными агрегатами канализационных насосных станций — не допускать переполнения приемного резервуара выше заданного уровня. Уровень жидкости контролируется электродным сигнализатором *ЭРСУ-2*. Датчики-электроды устанавливаются на металлической конструкции в приемном резервуаре, а сигнальные блоки — на стене помещения решеток (см. рис. 13.1) с выводом контролируемых параметров на щит управления.

Пуск насосов производится при открытой задвижке. При достижении уровня сточной жидкости P_3 электрод включения *4Д* через промежуточное реле *1РУ* и магнитный пускатель *Л-1* включит в работу первый рабочий насос. Кроме того, промежуточное реле *1РУ* через магнитный пускатель *Л-2* включит в работу насос гидроуплотнения сальников и прибор *КЭП-1* автоматизированного управления механизированными граблями. Если уровень жидкости продолжает повышаться, то при уровне P_2 электрод включения *3Д* через реле *2РУ* и магнитный пускатель *Л-3* включит в работу второй рабочий насос и второй прибор *КЭП-2*. Если второй насос не сработает, то при дальнейшем повышении уровня жидкости в приемном резервуаре до P_1 электрод включения *2Д* включит в работу резервный насосный агрегат.

Электрод *1Д* сигнализирует о достижении аварийного уровня жидкости в резервуаре и через реле *3РУ* подает импульс на закрывание задвижки в приемно-аварийной камере.

Промежуточное реле *РУ* электродного датчика включает магнитный пускатель насоса, кроме того, реле *РУ* блокируется во включенном состоянии через соответствующий электрод отключения (*3Д* для второго насоса и *4Д* для первого насоса), а также обеспечивает периодичность включения в работу насосных агрегатов.

Такая блокировка обеспечивает последовательность отключения работающих насосов.

При уменьшении уровня сточной жидкости в резервуаре и выходе из жидкости электрода *2Д* через заданную выдержку времени реле *РВП* выключает из работы резервный насосный агрегат. При понижении уровня до P_2 выключается из работы второй насос и через контакт реле *2РУ* выключается прибор *КЭП-2*. При понижении уровня до P_3 из жидкости выходит электрод *4Д* и выключает из работы первый рабочий насос. Одновременно обесточивается реле *1РУ*, которое через свои контакты в цепях управления насосами гидроуплотнения сальников и прибора *КЭП-1* выключает их из работы.

Для механизированных грабель решетки предусмотрено местное и автоматизированное управление по программе времени, получаемое с помощью командного электропневматического прибора *КЭП-12У*. Время работы и пауз механизированных грабель устанавливают по опыту эксплуатации канализационной насосной станции. Прибор *КЭП-12У* позволяет изменять время включения и отключения от 3 мин до 18 ч.

При защемлении грабель в прозорах решетки срабатывает муфта предельного момента, электродвигатель отключается и включается звуковой сигнал, одновременно лампочка сигнализации подает сигнал на пульт диспетчерского управления.

ГЛАВА 14. ЭКСПЛУАТАЦИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 86. Основные положения правил технической эксплуатации насосных станций

Техническая эксплуатация насосных станций систем водоснабжения и водоотведения должна обеспечивать бесперебойную и надежную работу всех агрегатов при высоких технико-экономических показателях с учетом рационального использования энергетических ресурсов. Для обеспечения бесперебойной и экономичной работы насосных станций необходимо следующее:

наличие высококвалифицированного технического персонала, соблюдающего требования должностных инструкций и повышающего свою квалификацию в свете современного развития техники и достижений науки;

учет, контроль и анализ складывающихся условий работы;

организация оптимальных режимов, обеспечивающих интенсификацию работы насосных агрегатов, внедрение прогрессивных методов управления и регулирования на основе современных достижений науки и техники;

максимальная автоматизация производственных процессов, исключение потерь воды и непроизводительных затрат электроэнергии и смазочных материалов;

организация своевременного и высококачественного профилактического осмотра, планово-предупредительного и капитального ремонтов;

систематическая регистрация и изучение причин нарушений в работе и аварий, возникающих в насосных агрегатах.

Для обеспечения качественной, бесперебойной и экономичной работы насосных станций администрация должна способствовать повышению технических знаний эксплуатационного персонала путем организации лекций о современных достижениях науки и техники, обмена передовым опытом и общественного разбора рационализаторских предложений, проводить занятия по обнаружению, локализации и ликвидации наиболее характерных аварий. Для нормальной эксплуатации и оперативно-технического управления работой насосных станций необходимо обеспечить постоянное хранение в комплектном виде технической, эксплуатационной и исполнительной документации, а также материалов инвентаризации и паспортизации. Подлинники документов хранятся в архиве технического отдела производственного предприятия (например, Мосводопровода или Мосочиствода), а копии документов — на насосной станции.

Персонал технического отдела обязан своевременно вносить в документацию исправления, отражающие изменения конструкций и схем коммуникаций насосных станций. Изменения должны быть внесены немедленно.

Состав технической документации, которая должна храниться на насосной станции, указан в правилах технической эксплуатации. Кроме этого, на насосных станциях должна храниться следующая документация:

генеральный план площадки насосной станции с нанесенными на него подземными коммуникациями и устройствами;

оперативная технологическая схема коммуникаций, агрегатов, переключений;

схема электроснабжения, первичной коммутации электрических цепей питания электродвигателей и освещения, принципиальные и монтажные схемы автоматики и телемеханики.

На насосной станции должен быть организован учет работы основного механического и энергетического оборудования по следующим показателям:

подача воды или перекачивание сточных вод и напор на напорном коллекторе или у насоса;

расход электроэнергии (общее количество и удельный расход на 1000 $м^3$ поданной или перекачанной жидкости);

расход воды и электроэнергии на собственные нужды в абсолютных величинах и в процентах к общему расходу;

число часов работы и простоя машин и электрооборудования, коэффициент их полезного действия; проверку фактического КПД каждого насосного агрегата производят не реже 1 раза в 2 года.

Состав, численность и квалификация обслуживающего персонала устанавливаются штатным расписанием исходя из пропускной способности и степени сложности насосной станции с учетом объемов работ по обслуживанию и ремонту насосных агрегатов.

Лица, принимаемые на работу, связанную с непосредственным обслуживанием, ремонтом, испытанием и наладкой насосных агрегатов, обязательно проходят медицинское освидетельствование на соответствие их физического состояния требованиям, предъявляемым к данной профессии, и в дальнейшем — медицинскую комиссию на соответствие по эпидемиологическим показаниям.

К обслуживанию насосных агрегатов допускаются лица, прошедшие медицинское обследование, имеющие удостоверение машиниста по обслуживанию насосных агрегатов с электроприводом. До назначения на самостоятельную работу или при переводе на другую работу работники должны пройти специальную подготовку, обучение на новом рабочем месте и проверку знаний правил эксплуатации и техники безопасности при обслуживании насосных станций.

В помещениях насосных и воздуходувных станций должны быть вывешены инструкции о порядке эксплуатации насосного и электросилового оборудования, а также плакаты по безопасному обслуживанию агрегатов и коммуникаций. Должны быть вывешены инструкции с краткими и точными указаниями о необходимых действиях дежурного персонала при поражении рабочих электрическим током, возникновении пожара и отравлении газом.

Эксплуатация насосных агрегатов запрещается при появлении в агрегате ясно слышимого стука, искрении или свечении в зазоре между статором и ротором электродвигателя, увеличении вибрации вала, повышении температуры подшипников, обмоток статора и ротора выше допустимой.

Каждый насосный агрегат периодически, по графику, утвержденному управляющим производственным управлением водопроводно-канализационным хозяйством, подвергают осмотрам, ревизиям, текущим и капитальным ремонтам. Периодичность и объем каждого вида работ устанавливают на основе инструкции завода-изготовителя с учетом местных условий. Пуск и наладку агрегата после ремонта выполняют под наблюдением лица, руководящего ремонтом.

Обязанности дежурного персонала определяются должностными инструкциями. Дежурный персонал отвечает за правильное обслуживание и бесперебойную работу насосных агрегатов в соответствии с графиками, инструкциями и оперативными распоряжениями.

Дежурный машинист должен каждый час заносить в журнал работы агрегата показания амперметра, вольтметра, счетчиков расхода электроэнергии, манометров и расходомеров. Перед пуском насоса в работу он должен проверить, залит ли водой корпус насоса и всасывающий трубопровод: если насос установлен под залив — по показаниям манометра, установленного на всасывающем трубопроводе, или открытием трехходового крана у манометра; если насос заливают с помощью вакуум-насосов — откачивают воздух до тех пор, пока по отсасывающему трубопроводу не начнет поступать вода.

При пуске насоса после включения двигателя следует открыть кран у манометра. Когда насос разовьет полную частоту вращения и манометр покажет соответствующий напор, надо открыть кран у вакуумметра и постепенно открывать

Таблица 14.1

Неисправность	Причина неисправности	Способ определения	Способ устранения
Уменьшается подача воды насосом	Просачивание воздуха в корпус насоса через сальник или во всасывающую линию	Осмотром	Проверить всасывающий трубопровод, подтянуть или сменить сальник
	Износ уплотняющих колец	По уменьшению давления	Разобрать насос и сменить уплотняющее кольцо
	Засорение обратного клапана	По повышению давления	Прочистить
	Засорение всасывающей трубы	По повышению вакуума	»
Насос после пуска в работу не подает воду	Заливка насоса была произведена недостаточно тщательно, в насосе остался воздух	По выходу воздуха из напорной части насоса во время его работы при открывании воздушного клапана	Остановить насос, залить его водой и снова пустить в работу
Заметно увеличивается показания амперметра у электронасоса	Насос перекачивает воду, содержащую большое количества песка или ила	По шуму и треску	Проверить содержание песка и установить причину его появления в воде резервуара
Насос не развивает полного напора	Значительный износ лопастных колес и уплотнительных колец	Промером после разборки насоса	Отремонтировать насос, сменнть кольца
Насос при работе дрожит, слышатся шум и треск	Ослабление болтов, прикрепляющих насос к плите	Проверкой ключом гаек и болтов	Затянуть болты, проверить горизонтальность валов
	Износ подшипников	Визуальным осмотром	Отремонтировать подшипники
	Кавитация	По повышению вакуума	Уменьшить высоту всасывания
Насос во время работы дребезжит	Износ резиновых колец в соединительной муфте	Осмотром муфты после остановки насоса	Отремонтировать муфту
Перегружен двигатель	Подача насоса выше допустимой	Замером подачи насоса	Прикрыть задвижку на напорном трубопроводе

задвижку на напорном трубопроводе до полного открытия. Во избежание нагревания жидкости работа насоса при закрытой задвижке не должна продолжаться более 2—3 мин. При необходимости охлаждения подшипников следует пустить воду, открыв вентили на подводящих трубах. Для остановки насоса необходимо медленно закрыть задвижку на напорном трубопроводе, закрыть кран у вакуумметра, выключить двигатель и закрыть краны у манометра и на трубах, подводящих воду для охлаждения подшипников.

Дежурный машинист обязан знать, какие могут быть неполадки в центробежных (табл. 14.1) и в скважинных насосах (табл. 14.2). В процессе работы агрегата дежурный должен: заносить в журнал сведения о замеченных неисправностях и отмечать время пуска и остановки насоса; следить, чтобы температура в подшипниках не превышала температуру в машинном зале более чем на 40—50°; поддерживать уровень масла в подшипниках на требуемом уровне по маслоуказателю; подтягивать сальники так, чтобы вода из них просачивалась непрерывно редкими каплями.

Грузоподъемные механизмы, установленные на насосных станциях, должны эксплуатироваться согласно «Правилам устройства, установки, освидетельствования и эксплуатации подъемных механизмов».

При эксплуатации насосных станций следует обращать особое внимание на экономное расходование электроэнергии, для чего необходимо установить график работы насосов (с учетом их работы в оптимальном режиме), не допускать работы насос-

Таблица 14.2

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения
Электродвигатель при работе гудит	Обрыв в одном из проводов сети	Соединить провода
Электродвигатель во время работы нагревается	Замыкание витков катушки статора	Отремонтировать электродвигатель
Частые поломки трансмиссионного вала или разрывы водонапорных труб	Трение рабочих колес в направляющих аппаратах	Перерегулировать осевой зазор регулировочной гайкой
Повышается потребление электроэнергии	Понижение динамического уровня	Заглубить насос путем добавления секции
	Износ лопаток рабочих колес	Демонтировать насос и заменить рабочие колеса
Уменьшилась подача насоса	Утечка воды через стыки водоподъемных труб	Демонтировать насос и устранить повреждение в сборке водоподъемных труб
Прекратилась подача воды	Обрыв трансмиссионного вала	Демонтировать насос и заменить вал
Насос при работе сильно вибрирует	Прогнулись приводные валы	То же
	Плохое крепление насоса на фундаменте	Прикрепить насос к фундаменту анкерными болтами
Насос работает, но вода не подается	Вращение мотора в противоположную сторону	Переменить фазы на клеммах
	Разрыв напорных труб	Заменить напорную трубу
	Уровень воды в скважине ниже всасывающей трубы	Заглубить насос путем добавления напорных труб, если позволяет напор насоса
Занижаются показания амперметра	Малая подача воды	Открыть больше задвижку
Увеличиваются показания амперметра	Поврежденне вкладышей подпятников насоса	Демонтировать насос и заменить вкладыши подпятников

ных агрегатов с прикрытыми задвижками и организовать тщательный учет расхода электроэнергии и подачи воды насосами.

§ 87. Параметры надежности эксплуатации и мероприятия по их повышению

Бесперебойность подачи и обеспечение необходимых уровней давления на всех участках системы водоснабжения в значительной мере определяются надежностью работы насосной станции. Нарушение нормальной работы станции обусловливается различными случайными событиями, в результате которых выходят из работы отдельные элементы ее схемы (сооружения, насосы, приводные двигатели, участки трубопроводов и др.). Анализ и изучение вероятностных характеристик таких событий, а также оценка надежности действия технических систем относятся к теории надежности.

Обычно под надежностью понимается способность изделия (элемента, сооружения, системы) выполнять в определенных условиях эксплуатации все заданные функции, сохраняя рабочие параметры в пределах установленных допусков, в течение требуемого интервала времени. Применительно к таким сложным гидротехническим объектам, как насосная станция, надежность является показателем качества, в самом широком смысле этого понятия. Она определяется качеством проектирования, строительства и эксплуатации.

В процессе эксплуатации выявляются ошибки и просчеты, допущенные при разработке проекта станции, а также качество изготовления строительных конструкций и монтажа оборудования. Поэтому на персонале насосной станции лежит большая ответственность, заключающаяся не только в правильной эксплуатации сооружений, механизмов и машин, но и в своевременном выявлении и устранении возмож-

ных строительных, заводских и монтажных дефектов.

При вводе насосной станции в эксплуатацию необходимо количественно оценить ее надежность, определить продолжительность работы оборудования до вывода в ремонт, продолжительность сохранения оптимальных параметров и др. Особенно острой является проблема обеспечения надежности всех элементов системы после ремонтных работ, проводимых, как правило, в трудных условиях на месте.

Основные термины и понятия теории надежности, используемые на практике, могут быть сформулированы следующим образом.

Работоспособность насосной станции — это состояние, при котором станция способна выполнять заданные функции с параметрами (подача, напор, КПД), установленными техническими требованиями.

Неисправность — состояние насосной станции, при котором она не соответствует хотя бы одному из требований. Обычно различают неисправности, не приводящие к отказам, и неисправности (и их сочетания), вызывающие отказы.

Отказ — событие (повреждение, авария), заключающееся в нарушении работоспособности насосной станции.

Отказы могут быть постепенными и внезапными. Постепенные отказы обычно вызываются износом отдельных элементов или деталей. Например, износ взвешенными наносами и кавитацией рабочих органов насоса (см. § 85), износ подшипников в результате трения и др. В результате постепенного износа, как правило, наблюдается снижение КПД $\eta_{нас}$ насоса с течением времени t (рис. 14.1). В некоторой мере такие отказы закономерны, их можно предвидеть, т. е. с какой-то точностью предсказать. Внезапные отказы являются случайными. Их появление характеризуется скачкообразным и внезапным изменением одного или нескольких из контролируемых параметров.

Следует также иметь в виду, что

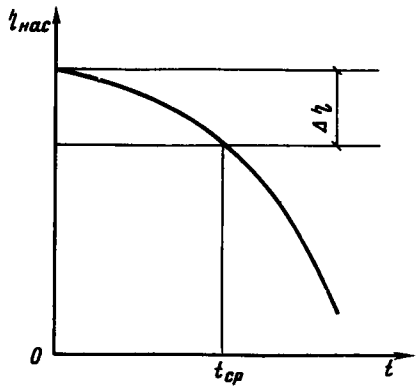


Рис. 14.1 Изменение КПД агрегата во времени в результате износа проточной части насоса

отказы, вызывающие нарушение работоспособности насосной станции, могут наблюдаться не только в результате различных повреждений и аварий отдельных элементов самой станции (внутренние отказы), но и в результате внешних причин (внешние отказы), как, например, прекращение подачи электроэнергии в результате аварий в энергосистеме, непредвиденное повышение или снижение уровней воды и расходов водоисточника, резкое ухудшение качества воды, ледовые помехи и т. п.

Наработка представляет собой продолжительность или объем работы насосной станции. В процессе эксплуатации обычно различают суточную наработку, месячную или годовую наработку, наработку до первого отказа, наработку между отказами и др.

Безотказность — свойство насосной станции сохранять работоспособность в течение некоторой наработки без вынужденных перерывов.

Среднее время восстановления представляет собой среднее время вынужденного нерегламентированного простоя, вызванного выявлением и устранением одного отказа.

Долговечность — свойство сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для технического обслуживания и ремонта. Предельное состояние определяется невозможностью эксплуатации сооружения, агрегата, станции либо обусловлен-

ным снижением эффективности, либо требованиями безопасности и оговаривается в технической документации.

Срок службы — календарная продолжительность эксплуатации до момента возникновения предельного состояния. Различают срок службы до первого капитального ремонта, срок службы между капитальными ремонтами и др.

Совокупность приведенных выше определений характеризует надежность станций в целом. В свою очередь, используя некоторые положения математической статистики и теории вероятностей, каждое определение можно выразить количественными показателями. Основными показателями надежности для насосных станций систем водоснабжения и канализации являются: вероятность безотказной работы, частота и интенсивность отказов, средняя наработка на отказ и коэффициент готовности.

Вероятность безотказной работы $P(t_р)$ есть вероятность того, что при эксплуатации насосной станции за определенный заданный промежуток времени $t_р$ не произойдет ни одного отказа. При практических расчетах вероятность безотказной работы может быть определена по формуле

$$P(t_р) \approx [N_0 - n(t_р)]/N_0,$$

где N_0 — число узлов (агрегатов) насосной станции в начале эксплуатации; $n(t_р)$ — число узлов (агрегатов), отказавших в течение времени $t_р$.

Функция $P(t_р)$ является убывающей функцией (рис. 14.2). При $t_р = 0 P(0) = 1$, а при времени работы $t = \infty$ $P(\infty) = 0$. Таким образом, $P(t_р)$ изменяется в пределах $0 \leqslant P(t_р) \leqslant 1$.

Частота отказов $f(t)$ есть отношение числа отказавших узлов (агрегатов) в единицу времени (месяц, год и т. д.) к первоначальному числу эксплуатируемых узлов (агрегатов) при условии, что отказавшие узлы не заменяются новыми и не восстанавливаются.

Приближенная формула

$$f(t) \approx \frac{\Delta n(t)}{N_0 \Delta t},$$

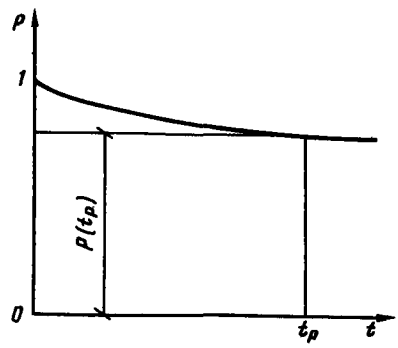


Рис. 14.2. Изменение вероятности $P(t_р)$ безотказной работы и определение технического ресурса $t_р$ по заданному ее значению

где $\Delta n(t)$ — число узлов (агрегатов), отказавших в интервале от $t - \Delta t/2$ до $t + \Delta t/2$ (здесь Δt — рассматриваемый интервал времени).

Частота отказов характеризует надежность узлов (агрегатов) станции до их первого отказа. В применении к насосным агрегатам частота отказов характеризует надежность их действия до первого выхода агрегата из строя.

Интенсивность отказов $\lambda(t)$ есть отношение числа отказавших узлов (агрегатов) в единицу времени к среднему числу узлов, продолжающих исправно работать. Приближенная формула

$$\lambda(t) \approx \Delta n(t)/[N(t)\Delta t],$$

где $N(t) = (N_{i-1} + N_i)/2$ (здесь N_{i-1} — число исправно работающих агрегатов в начале интервала времени Δt_i; N_i — число исправно работающих узлов в конце интервала времени Δt_i).

Обычный вид зависимости $\lambda(t)$ показан на рис. 14.3 (кривая *1*). Обращают на себя внимание три характерных временных участка кривой. Первый участок — от пуска агрегата (станции) до t_1 называется приработочным периодом. Интенсивность отказов в этот период уменьшается. Второй участок относится к нормальной эксплуатации (от t_1 до t_2) и начинается после приемки агрегатов в промышленную эксплуатацию. Характерен он относительным постоянством интенсивности отказов. В этот период производятся восстановительные плановые ремонты сооружений и оборудования, замена

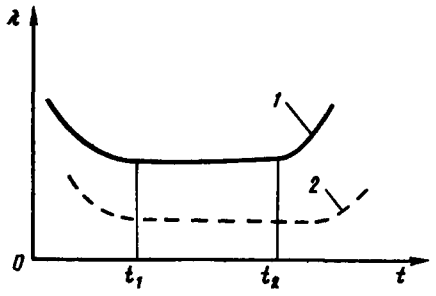


Рис. 14.3. Изменение интенсивности отказов $\lambda(t)$

вышедших из строя узлов деталей новыми. Третий участок начинается от t_2 и характеризуется увеличением интенсивности отказов в основном из-за износа и старения деталей узлов или агрегатов.

Абсолютные значения интенсивности отказов зависят от режимов эксплуатации агрегатов. При работе насосов в наиболее благоприятных режимах в отношении кавитационных явлений, вибрации и динамических усилий кривая интенсивности (кривая 2) будет отличаться от кривой *1*, снизится интенсивность отказов и повысится надежность действия оборудования.

Средняя наработка на отказ представляет собой среднеарифметическое время безотказной работы узла (агрегата) станции между соседними отказами:

$$t_0 = (t_1 + t_2 + \ldots + t_n)/n = \sum_{i=1}^{n} t_i / n,$$

где t_1 — время безотказной работы до первого отказа; t_2 — время работы между первым и вторым отказом; t_n — время работы между n—1-м и n-м отказом; n — число отказов за время эксплуатации; t_i — время безотказной работы до i-го отказа.

Средняя наработка на отказ характеризует повторяемость отказов узла (агрегата) при условии, что он восстанавливается (ремонтируется). Поэтому первоначальное число узлов (агрегатов) остается постоянным.

Коэффициент готовности $k_г$ представляет вероятность того, что в произвольно взятый момент времени агрегат (насосная станция) находится в работоспособном состоянии. В установившемся режиме эксплуатации он равен:

для агрегатов

$$k_г = t_0/(t_0 + t_{рем}),$$

для станции в целом

$$k_г^{ст} = \sum_{i=1}^{N_0} t_{0,i} \Big/ \sum_{i=1}^{N_0} (t_0 + t_{рем}),$$

где $t_{рем}$ — средняя продолжительность ремонта.

С помощью показателей надежности можно решить ряд задач, представляющих практический интерес. Так, на рис. 14.2 показано, как по заданному значению вероятности безотказной работы $P(t_р)_{зад}$ определяется технический ресурс или срок службы оборудования. В течение времени $t_р$ надежность агрегата (станции) будет не менее заданной.

Аналогичным образом можно обосновать необходимые сроки ревизий и ремонтов сооружений и периодичность поступления необходимых запасных деталей и частей. По количественным показателям надежности можно также сравнивать различные схемы компоновки насосной станции, решать задачи резервирования, находить оптимальные варианты обслуживания сооружений станций ремонтными бригадами и др.

Оценка надежности работы узлов, агрегатов и эксплуатации насосной станции в целом требует длительного и разностороннего наблюдения за работой оборудования. Персоналу станций необходимо с момента пуска первых агрегатов станции начинать систематическое накопление статистического материала. При этом особое внимание следует обращать на причины дефектов узлов и деталей и причины отказов, на снижение КПД, подачи и напора насосов в процессе эксплуатации, на изменение во времени вибрации опорных узлов агрегатов и других параметров, на степень износа отдельных частей оборудования.

На основе этих данных подсчитываются показатели надежности эксплуатации агрегатов и станции в целом, разрабатываются мero-

приятия по повышению надежности эксплуатации и производится оценка эффективности этих мероприятий.

Требуемая надежность эксплуатации насосных станций систем водоснабжения и канализации может и должна обеспечиваться:

в процессе проектирования:

резервированием насосного оборудования;

использованием агрегатов различной мощности;

наличием независимых источников энергоснабжения и нескольких линий водоводов;

установкой переключающих коллекторов и запорно-предохранительной арматуры в необходимом числе;

созданием запасных и резервных емкостей;

в процессе строительства:

использованием высококачественных материалов и оборудования;

обеспечением требуемого качества работ и тщательного контроля при приемке готовых сооружений;

в процессе эксплуатации:

натурными (контрольно-сдаточными) испытаниями вновь вводимого оборудования; объем, своевременность и правильность проведения испытаний позволяет получить действительные параметры агрегатов, выявить наиболее экономичные режимы и уточнить эксплуатационные характеристики; кроме того, эти испытания позволяют установить те ограничения параметров (по условиям, например, кавитации, вибрации и др.), соблюдение которых продлит срок службы агрегата;

выполнением правил технической эксплуатации и инструкций поставщиков оборудования; четкое знание их персоналом насосной станции и выполнение всех рекомендаций и предписаний предупреждает повреждения и аварии оборудования;

постоянным контролем за состоянием сооружений и оборудования; это позволяет своевременно выявить начало появления многих дефектов и ненормальностей в работе отдельных узлов и механизмов и предусмотреть мероприятия, обеспечивающие устранение этих дефектов;

организацией ремонтов и качественным их проведением; от правильной организации и своевременности ремонта или замены отдельных частей, состояние которых уже не отвечает надежной эксплуатации, зависит, какой срок еще проработает насосный агрегат до следующего ремонта и с какими параметрами;

реконструкцией узлов сооружений и оборудования, переходом на более надежные и прогрессивные схемы, заменой устаревших конструкций;

обучением и подготовкой эксплуатационного персонала, поднимающими технический уровень обслуживающего персонала;

рационализаторской и изобретательской работой на данной насосной станции.

§ 88. Износ оборудования насосных станций

Наличие развитых кавитационных явлений в тех или иных элементах проточной части насоса приводит к кавитационному разрушению поверхности его деталей. Интенсивность кавитационной эрозии зависит от формы кавитации, степени ее развития и продолжительности работы насоса в кавитационном режиме. Наличие взвешенных наносов в воде, перекачиваемой насосом, вызывает абразивное разрушение его рабочих органов. Интенсивность этого вида разрушения определяется концентрацией наносов, их гранулометрическим и минералогическим составом, формой частиц, длительностью воздействия взвесенесущего потока на детали насоса и материалом, из которого эти детали изготовлены. При одновременном воздействии кавитации и наносов общий износ насосов, как правило, увеличивается.

Технико-экономические последствия износа насосов вследствие кавитации и истирания взвешенными наносами проявляются двояко. Во-первых, это ухудшение энергетических характеристик насосов (снижение напора и КПД) и связанное с этим увеличение потребляемой электроэнергии. Если при этом при-

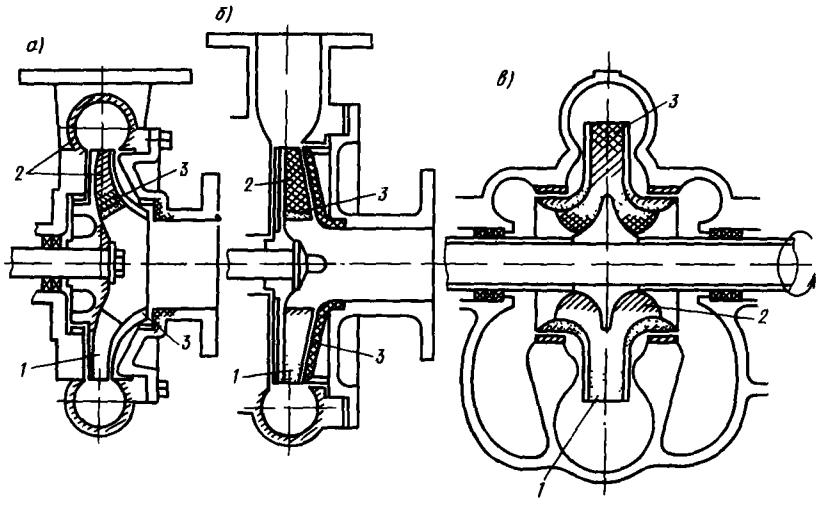


Рис. 14.4. Зоны износа рабочих органов центробежных насосов

1—область кавитационной эрозии, *2*—область гидроабразивного износа; *3*—области совместного воздействия кавитации и наносов

нять во внимание, что стоимость электроэнергии для насосных станций достигает 90 % общих эксплуатационных расходов, то становится понятным, что поддержание высокого КПД оборудования имеет решающее значение для экономичности работы насосных станций. Во-вторых, это значительные затраты труда и материалов на ремонтные работы по устранению последствий износа деталей проточной части насосов. Общие дополнительные затраты средств получаются столь большими, что приобретают самостоятельное технико-экономическое значение.

Ряд экспериментальных исследований и опыт эксплуатации насосов различных типов позволяет с определенной степенью точности установить наиболее характерные элементы проточной части насосов, подверженные кавитационной эрозии, абразивному разрушению и совместному кавитационно-абразивному износу.

Рабочим органом центробежных насосов, подверженным наиболее сильному износу, является лопастное колесо. Турбулентное перемешивание потока, вызываемое конструктивными особенностями колеса, а также содержание в воде нерастворенного воздуха и газов являются причинами возникновения и развития кавитации при давлениях в потоке, превышающих давление паров воды при данной температуре. Развитые кавитационные явления приводят к эрозионным разрушениям элементов колес. Интенсивность этих разрушений резко возрастает при содержании в воде взвешенных наносов.

На рис. 14.4, *а* показаны зоны разрушения лопастей и наружного диска рабочего колеса центробежного насоса консольного типа, вызванные кавитационной эрозией и абразивным воздействием взвешенных частиц. На рис. 14.4, *б* и *в* показаны зоны разрушения элементов центробежных насосов с рабочими колесами открытого типа и двустороннего входа.

Отводы центробежных насосов подвержены лишь абразивному износу, при этом максимальная интенсивность износа наблюдается в зоне так называемого расчетного сечения (в местах сопряжения спиральной части и напорного патрубка). Особую группу составляют детали, изнашивающиеся в результате движения взвесенесущей воды из напорной полости в область с меньшим давлением, уплотнения, сальниковые устройства, подшипники и т. д. Характерные места износа рабочих органов осевых насосов показаны на рис. 14.5. Наиболее сильному разрушению подвержены внутренние поверхности камер рабочих колес. Вследствие отрыва потока, вызванного несоответствием угла набегания

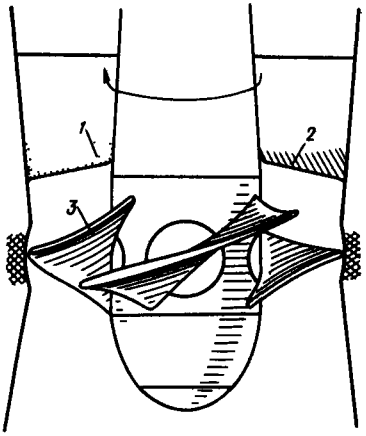


Рис. 14.5. Зоны износа рабочих органов осевого насоса (см. экспликацию к рис. 14.4)

потока и угла установки лопаток, возможно усиленное разрушение лопаток выправляющего аппарата.

Интенсивность износа элементов проточной части насосов вследствие кавитационно-абразивного износа оборудования в большинстве случаев является сложной задачей, для обоснованного решения которой в начальный период эксплуатации насосной станции на основе анализа конкретных условий должны быть проведены следующие мероприятия:

найдены режимы работы насосов, удовлетворяющие максимальной экономичности работы станции в целом и исключающие вообще или ослабляющие интенсивность кавитационно-абразивного разрушения деталей;

выявлены режимы работы, при которых наиболее возможно кавитационно-абразивное разрушение оборудования;

определена экономически оправданная продолжительность межремонтиого периода эксплуатации с учетом изменения энергетических характеристик оборудования вследствие износа (см. рис. 14.1) и стоимости капитально-восстановительного ремонта.

Поскольку интенсивность кавитационного и абразивного разрушения, как это установлено многочисленными исследованиями, находится в прямой степенной зависимости от скорости потока, то экономичность и надежность работы насосных станций во многом зависят от выбора режимов эксплуатации их оборудования. В имеющихся в настоящее время инструктивных материалах (ГОСТах, СНиП и различных ведомственных указаниях) отсутствуют рекомендации по выбору режимов работы насосов с учетом содержания в воде абразивных частиц.

Большой практический интерес в этой связи представляют результаты выполненных в МИСИ им. В. В. Куйбышева экспериментальных исследований гидроабразивного износа деталей насосов различных типов, позволившие установить связь между интенсивностью износа и режимом работы насоса. В качестве примера на рис. 14.6 показано изменение интенсивности абразивного износа рабочего колеса центробежного насоса К90/55 в зависимости от его подачи. Интенсивность износа определялась по потерям массы колеса

$$I=\frac{\Delta G}{Gt}100,$$

где ΔG — потеря массы одной лопасти, г; G — масса колеса, г; t — продолжительность опыта, ч.

Кривые $I=f(Q)$, приведенные на рис. 14.6, можно разделить на три характерные зоны (I, II и III), отли-

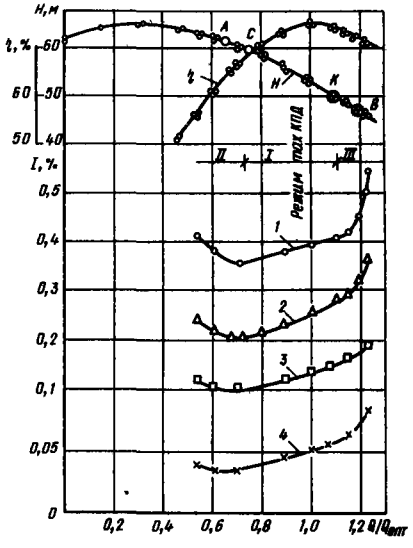


Рис. 14.6. Изменение интенсивности абразивного износа рабочего колеса центробежного насоса в зависимости от подачи насоса

1—при концентрации $p=10$ г/л и крупности песка $d=0{,}25\div0{,}5$ мм; *2*—$p=10$ г/л и $d=0{,}1\div0{,}25$ мм, *3*—$p=5$ г/л и $d=0{,}1\div0{,}25$ м, *4*—$p=5$ г/л и $d=0{,}1$ мм

чающиеся одна от другой интенсивностью износа. В зоне I, близкой к рабочей зоне характеристики, рекомендуемой заводом-изготовителем, износ находится в прямой зависимости от подачи Q. Зоны II и III, находящиеся справа и слева от зоны I, являются зонами резкого возрастания интенсивности износа. Как видно из графиков, режим работы насоса оказывает существенное влияние на интенсивность износа рабочего колеса центробежного насоса. В зоне I износ минимален и пропорционален подаче в первой степени. Уменьшение и особенно увеличение подачи сверх определенного значения и выход режимной точки из зоны I приводят к резкому увеличению интенсивности износа, что особенно заметно при больших концентрациях и крупностях частиц.

Зона характеристики $Q—H$ насоса с минимальным абразивным износом (от точки C до K) меньше рабочей зоны характеристики, рекомендуемой заводом-изготовителем (границы зоны — точки A и B). При выходе за пределы зоны I изменение подачи на 10 % увеличивает износ на 50—100 %; следовательно, для насоса К90/55 как по энергетическим показателям, так и по интенсивности износа оптимальной будет зона характеристики $(0{,}7 \div 1{,}1)\ Q_{опт}$. Аналогичные данные были получены и при испытаниях насосов других типов.

Таким образом, при проектировании станций, предназначенных для перекачивания воды с абразивными частицами, целесообразно уменьшить рекомендуемую рабочую зону на характеристике насоса. Конечно, это может потребовать увеличения числа рабочих агрегатов. Однако после определенного периода работы насосы, имеющие меньший износ, превзойдут по подаче и КПД насосы, находящиеся в более трудных условиях. Следовательно, оптимальная по интенсивности износа и энергетическим показателям зона характеристики насоса для каждой конкретной станции может быть найдена путем технико-экономических расчетов. Эксплуатация насосов в зоне малых подач (участок AC), несмотря на небольшое абсолютное значение интенсивности износа, нецелесообразна ввиду значительного возрастания интенсивности износа, отнесенной к 1 м^3 перекачиваемой жидкости, при параллельном снижении η насоса.

Знание механизма кавитационно-абразивного разрушения в сочетании с анализом характера и особенностей движения потока через рабочие органы позволяет в отдельных случаях повысить износостойкость и продлить межремонтный период эксплуатации насосов за счет изменений в конструкции их проточной части[1].

Многочисленные научно-исследовательские работы, проведенные в лабораториях и натурных условиях, а также обширный опыт отечественного и зарубежного гидромашиностроения указывают на возможность существенного повышения износостойкости насосов путем изготовления их деталей из материалов, способных противостоять кавитации и абразивному воздействию ианосов.

В силу своей экономичиости наибольшее распространение в насосостроеини получили чугун и углеродистые нелегированные стали. Однако их износостойкость иевелика.

В условиях кавитационной эрозии хорошо зарекомендовали себя алюминиевая и марганцевая бронза. Благодаря этому, а также вследствие своей высокой аитикоррозионности они находят довольно широкое применение при изготовлении деталей центробежных насосов, особенно рабочих колес. Одиако из-за относительно низких прочностных показателей из бронзы изготовлиют только детали небольших размеров. Детали крупных центробежных и осевых насосов, работающих в условиях кавитации, изготовляют из железоуглеродистых сплавов.

При слабой интенсивиости кавитационного воздействия применяют иизколегированные стали 20ГСЛ; при средией интеисивности кавитациоииой эрозии хорошо зарекомендовали себя иержавеющая сталь 20Х13НЛ и стали мартенситиого класса IX13 и 2X13. В жесткнх кавитациоиных условиях высокую сопротивляемость эрозии показала иестабильная хромомарганцевая аустенитная сталь

[1] **В. Я. Карелин.** Изиос лопастных гидравлических машин от кавитации и наиосов.— М.: Машиностроение, 1970.

30Г10Х10, самоупрочняющаяся при пластических деформациях.

Наблюдения, проведенные в условиях гидроабразивиого изнашивания, показывают, что легированные стали обладают большей сопротивляемостью к воздействию взвешенных наносов, чем углеродистые. В этом отношении они являются предпочтительными, как и при выборе материала для деталей, подверженных кавитационной эрозии. Весьма незначительна абразивная износостойкость бронзы, что, несомненно, объясняется ее сравнительно невысокой твердостью.

Абразивная износостойкость чугуна, по данным ВНИИГидромаша, может изменяться в широких пределах в зависимости от его химического состава и способа обработки. Если износостойкость серого чугуна сравнительно невелика, то сплавы белого мартенситного чугуна и термически обработанный высокохромистый чугун по своей сопротивляемости абразивному износу лучше углеродистых сталей.

Сложность состава, высокая стоимость высоколегированных сталей и цветных сплавов делают нерациональным их применение в массивных деталях, работающих в условиях кавитационно-абразивного воздействия. Поэтому используют обычный чугун, литую бронзу и толстолистовую сталь, которые имеют низкую кавитационно-абразивную стойкость. При изготовлении деталей насосов из этих материалов довольно широко применяют метод покрытия их рабочих поверхностей более стойкими к кавитационно-абразивному износу материалами — нержавеющими сталями и алюминиевой бронзой, а также сплавами, наносимыми на поверхность основного металла электродной наплавкой. Все большее распространение получают такие материалы, как нейлон, резина и пластмассы. Поверхность изнашиваемой детали защищается покрытием из этих материалов, периодически восстанавливаемым по мере износа с применением новейшей технологии — плазменной наплавки износостойких материалов.

Основной материал детали при этом не изнашивается. Результаты многочисленных лабораторных и натурных испытаний показывают, что за счет применения защитных полимерных покрытий срок службы деталей проточной части насосов может быть увеличен на 25—30 %.

§ 89. Профилактический и капитальный ремонт оборудования

Планово-профилактический и капитальный ремонт оборудования насосных станций проводится в соответствии с положением о проведении ремонтов, утвержденным Госстроем СССР, а также с «Правилами технической эксплуатации водопроводов и канализации», утвержденными Министерством коммунального хозяйства РСФСР и республиканскими министерствами.

Наблюдение за состоянием насосного и электрического оборудования, арматурой, аппаратурой и электродвигателями проводится обслуживающим персоналом. Дежурный персонал и руководители эксплуатационных бригад обязаны записывать все замеченные недостатки в сменные журналы.

Текущий ремонт проводят для предохранения оборудования насосных станций от преждевременного износа и от аварий; заключается этот ремонт в устранении мелких повреждений и неисправностей. Все работы по текущему ремонту подразделяются на две группы: непредвиденный ремонт, выполняемый в срочном порядке, и профилактический ремонт, заранее планируемый по объему и времени его исполнения. Текущий ремонт осуществляется силами эксплуатационного персонала насосной станции или силами ремонтных бригад.

В соответствии с «Правилами технической эксплуатации водопроводов и канализации» осмотр технического состояния насосов, электродвигателей и контрольно-измерительной аппаратуры должен производиться ежемесячно.

Перечень работ, относящихся к текущему ремонту, приведен в «Положении о проведении планово-предупредительного ремонта водопроводно-канализационных сооружений». На основании этого документа на насосной станции составляют календарный план профилактического осмотра оборудования,

который утверждает главный инженер управления водопровода или канализации.

При проведении профилактического осмотра и ремонта оборудования составляют подробную дефектиую ведомость замеченных неисправностей, журнал осмотра агрегата и ремонта оборудования.

Вывод насосного агрегата на профилактический осмотр и ремонт предварительно согласуется с диспетчером. После отключения агрегата снимают оперативный ток и проводят все необходимые мероприятия, предусмотренные правилами технической эксплуатации и правилами техники безопасности обслуживания электроустановок промышленных предприятий, в соответствии с планом проведения работ.

При профилактическом ежемесячном осмотре необходимо обращать особое внимание на вращающиеся винтовые соединения (гайки соединнтельных фланцев вала и т. д.), а также на болтовые соединения по разъему корпуса насоса, фланцевые соединения всасывающих линий, буксы сальника и на другие детали насоса.

Во время осмотра электродвигателя необходимо следить, чтобы двигатель был чистым и в него не попадали вода и масло. Продувать машину сухим сжатым воздухом следует не реже 1 раза в месяц. Особо тщательно нужно следить за чистотой подшипников, обмоток, масляных ванн, контактных колец, коллектора, щеток, токоподводов и вентиляционных каналов.

Чистоту масла проверяют при профилактическом осмотре не реже 1 раза в месяц — показателем для замены является его потемнение, накопленне в нем воды и грязи или повышенный нагрев подшипников. Заменять масло следует не реже 1 раза в полгода у электродвигателей и не реже 1 раза в квартал у насосов. Текущий ремонт производится за счет эксплуатационных расходов и включается в промфинплан насосной станции.

План капнтального ремонта оборудования составляют на основе данных профилактического осмотра и контроля энергетических характеристик насосного агрегата и утверждают в вышестоящей организации.

В процессе капитального ремонта заменяют изношенные конструкции, узлы и детали. По экономическим соображениям иногда целесообразно вместо капнтального ремонта установить новые насосные агрегаты, имеющие более высокий КПД. За счет средств капитального ремонта можно производить наладочные работы по автоматизации управления насосными агрегатами, а также наладочные работы по интенсификации и установлению оптимального режима работы насосной станции.

При остановленном насосе проверяют и при необходимости заменяют: рабочее колесо; подшипники (у крупных вертикальных насосов проверяют состояние подшипника и зазора между вкладышем подшипника и шейкой вала); торцовое резиновое уплотнение; вкладыш резинового подшипника; шейку вала, покрытую нержавеющей сталью (у крупных вертикальных насосов). Защитная пленка вала (в зоне подшипника и торцового уплотнения) из нержавеющей стали весьма быстро выходит из строя. Во время капитального ремонта насоса защитную пленку наносят вновь методом электросварки под слоем углекислого газа с последующей проточкой на токарном станке и шлифовкой.

Если во время эксплуатации насосного агрегата замечено попадание воды в масляные ванны, то при проведении капитального ремонта необходимо произвести испытание маслоохладителя на отсутствие течи.

Маслоохладители сначала испытывают до установки в крестовины двигателя; вторично их испытывают после установки (совместно с собранным в пределах двигателя водопроводом) гидравлическим давлением 0,3 МПа в течение 5 мин.

Пуск агрегата после ремонта производится в следующем порядке:

хлорируют и промывают корпус насоса и участки всасывающих и напорных линий до задвижек;

при получении заключения химической лаборатории о допуске агрегата к эксплуатации дежурный в присутствии производителя работ тщательно осматривает оборудование агрегата, оформляет акт на окончание работ и закрывает наряд;

восстанавливают гидравлическую схему агрегата;

собирают электрическую схему.

После выполнения указанных работ и получения разрешения приступают к испытанию агрегата на холостом ходу по утвержденной программе. По окончании предварительных испытаний по согласованию с диспетчером насосный агрегат включают под нагрузку. Через 72 ч агрегат останавливают, и производитель работ совместно с начальником станции или с начальником подъема осматривают насосный агрегат и при отсутствии дефектов составляют акт о вводе агрегата в эксплуатацию.

Ассигнования на капитальный ремонт выделяются за счет амортизационных отчислений с основных фондов.

§ 90. Натурные испытания агрегатов насосных станций

Сложный характер движения жидкости в насосах, невозможность выдержать одновременно все критерии подобия при моделировании кавитационных явлений, меняющиеся физические свойства и состояние перекачиваемой жидкости в значительной мере затрудняют пересчет результатов модельных испытаний и уменьшают его точность. В результате этого, а также вследствие возможных незначительных отклонений при изготовлении и монтаже отдельных элементов проточного тракта энергетические и кавитационные показатели различны не только у натурных и модельных насосов, но, в известных пределах, и у натурных насосов одной серии. Поэтому окончательный, технически обоснованный вывод об индивидуальных особенностях рассматриваемого насоса можно сделать лишь на основании его натурных испытаний. В процессе испытаний определяют оптимальные режимы эксплуатации и пределы бескавитационной работы, а также накапливают данные для совершенствования конструкций проектируемых насосов.

Измерение подачи. Объемную подачу Q измеряют на выходе из насоса после мест отбора жидкости на собственные нужды насоса (охлаждение, промывку, смазку). Для измерения подачи небольших насосов в натурных условиях можно пользоваться различными стандартными расходомерами и устройствами (сопло, диафрагма). Если система, в состав которой входит испытываемый насос, не имеет постоянного расходомера, то он может быть установлен временно. Приемный резервуар любой правильной формы, который может быть отделен от водоисточников, уравнительный резервуар, бак водонапорной башни, отстойники и даже фильтры некоторых конструкций могут быть использованы в качестве емкости для замера подачи объемным способом. В большинстве случаев возможна временная установка тарированных емкостей.

Измерение подачи мощных центробежных и особенно осевых насосов в натурных условиях может оказаться весьма затруднительным. Точность устанавливаемых на насосных станциях эксплуатационных расходомеров бывает, как правило, недостаточной, особенно для кавитационных испытаний. Кроме того, предпочтительно не пользоваться этими расходомерами, так как в натурные испытания входит проверка правильности их тарировки и надежности работы. Высокие значения подачи насосов, большие размеры их проточной части и конструктивные особенности крупных насосных станций исключают возможность применения объемного или весового способов.

Основным способом определения подачи крупных насосов при натурных испытаниях в настоящее время является вертушечный, при котором расход подсчитывается по полям

скоростей, построенным с помощью гидрометрических вертушек. Поток воды в створе замера скоростей должен быть без завихрений и с возможно малой пульсацией. В мерном створе не должно быть обратных течений при всех испытываемых режимах работы насоса. Применительно к водопроводным насосным станциям лучшими створами для замера расхода вертушками являются внешние напорные трубопроводы, водовыпускные сооружения, отводящие каналы или лотки при обеспечении в них достаточной по величине и равномерной по сечению скорости.

Измерение напора. Напор насоса H определяют по формуле (2.3), пользуясь показаниями манометра на выходном патрубке и вакуумметра (или манометра, если насос установлен с подпором) на входном патрубке.

Эта формула может быть преобразована следующим образом:

для фланцевых насосов

$$H=0{,}102(p_{м2}\pm p_{м1})/\rho+0{,}827Q^2(1/d_2^4-1/d_1^4)+(Z_{м2}-Z_{м1}); \qquad (14.1)$$

для погружных насосов или насосов, имеющих всасывающую трубу,

$$H=0{,}102p_{м2}/\rho+0{,}827Q^2/d_2^4\pm Z_{м2}, \qquad (14.2)$$

где $p_{м1}$ и $p_{м2}$ — показания приборов давления, соединенных с входом и выходом, Па; d_1 и d_2 — внутренние диаметры всасывающего и напорного патрубков в местах измерения, м; $Z_{м1}$ и $Z_{м2}$ — вертикальные отметки положения приборов, соединенных с входом и выходом, м.

Знак «минус» в формуле (14.1) соответствует положительному избыточному давлению, знак «плюс» — разрежению. Знак «плюс» в формуле (14.2) соответствует расположению манометра над свободной поверхностью, знак «минус» — под свободной поверхностью жидкости в приемном резервуаре.

Для измерения давлений (разрежений) при натурных испытаниях насосов применяют жидкостные манометры, вакуумметры и мановакуумметры класса точности не ниже 1. При измерении давления в трубопроводах или в других напорных водоводах давление замеряют в трех-четырех закольцованных точках, для чего измерительную аппаратуру присоединяют к трубопроводу с помощью коллектора.

Измерение мощности. Поскольку в рабочих условиях, как правило, нельзя отделить насос от привода, то мощность насоса N определяют путем измерения мощности, потребляемой приводным двигателем, с учетом его КПД, значения которого либо известны, либо могут быть установлены опытным путем непосредственно на месте.

При использовании в качестве привода электродвигателей трехфазного тока основными методами измерения потребляемой ими мощности, в зависимости от схемы присоединения нейтрали двигателя к сети или к заземлению, являются способы двух и трех ваттметров, при которых учитывается активная мощность независимо от равномерности нагрузки фаз.

При использовании схемы двух ваттметров мощность, потребляемая приводным электродвигателем, определяется по формуле

$$N_{дв}=k_{тт}k_{тн}C(V_1+V_2), \qquad (14.3)$$

где $k_{тт}$ и $k_{тн}$ — коэффициенты трансформации тока и напряжения; C — цена деления шкалы ваттметров; V_1 и V_2 — показания ваттметров.

Ввиду повышенных требований к точности электроизмерительных приборов, а также к точности их трансформаторов обычные контрольно-измерительные приборы, устанавливаемые на щитах управления, не применимы для натурных энергетических и кавитационных испытаний. Применяемые для этой цели ваттметры, счетчики и трансформаторы питания приборов должны иметь класс точности не ниже 0,2.

Мощность насоса N при известной электрической мощности двигателя $N_{дв}$ определяется по формуле

$$N=\eta_{дв}N_{дв},$$

где $\eta_{дв}$ — КПД двигателя при данном режиме работы.

Измерение частоты вращения. В процессе проверки характеристик

насоса измерение частоты вращения является обязательным не только потому, что эксплуатационная частота вращения может отличаться от той, при которой насос испытывался в заводской лаборатории, но и потому, что она может несколько изменяться с нагрузкой, т. е. зависеть от подачи. Вследствие этого частоту вращения всегда следует замерять прецизионным измерительным устройством, например калиброванным тахометром или электрическим счетчиком.

На основании полученных в процессе натурных испытаний данных подсчитывают остальные параметры, характеризующие работу насоса и его кавитационные качества.

Коэффициент полезного действия насоса η определяют как отношение полезной мощности $N_п$ к мощности насоса по формуле

$$\eta=(N_п/N)100$$

Полезную мощность подсчитывают по замеренным значениям полного напора и подачи

$$N_п=\rho gQH/1000$$

Значения кавитационного запаса Δh вычисляют по известным формулам (см. § 13), которые могут быть существенно упрощены применительно к условиям эксплуатации испытываемого насоса.

В соответствии с требованиями ГОСТ 6134—71 при испытаниях на стенде каждая характеристика должна быть определена в интервале от нуля до подачи, по величине, не менее чем на 10% большей максимальной.

При натурных испытаниях допускается снимать характеристики в рабочем интервале подач при кавитационном запасе, определяемом условиями эксплуатации, но не меньшем допустимого кавитационного запаса. Число подач, при которых производятся замеры, должно быть не менее 16, причем подачи в соседних точках должны отличаться не более чем на 8% номинальной подачи.

Режим работы насоса регулируют с помощью задвижки или затвора, установленного на напорном трубопроводе.

При испытаниях центробежных насосов начинать снимать характеристики следует с нулевой подачи (при закрытой задвижке); насосов других типов (диагональных, осевых, вихревых, лабиринтных и т. п.) — с максимальной подачи.

ГЛАВА 15. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 91. Удельные технико-экономические показатели и их определение

Основными экономическими показателями работы насосной станции являются коэффициент полезного действия насосной станции и удельный расход электроэнергии (или условного топлива).

Коэффициентом полезного действия насосной станции называется отношение полезной энергии, передаваемой перекачиваемой жидкости, к энергии, потребляемой электродвигателями всех агрегатов. Определяется этот коэффициент по формуле

$$\eta_{нс}=N_{пл\,нс}/N_{пт\,нс}, \qquad (15\,1)$$

где $N_{пл\,нс}$ — полезная мощность станции, кВт·ч;

$N_{пт\,нс}$ — потребляемая мощность насосной станции, кВт·ч

Если насосная станция работает равномерно в течение суток, подавая расход Q, м^3/с, при давлении p, кПа, то полезную мощность насосной станции можно вычислить по выражению

$$N_{пл}=QpT, \qquad (15\,2)$$

где T — время работы насосных агрегатов

Потребляемая мощность насосной станции находится по формуле

$$N_{пт}=QpT/\eta_{нс}, \qquad (15\,3)$$

Коэффициент полезного действия насосного агрегата

$$\eta_а=\eta_и\eta_{пр}\eta_{дв}$$

Из выражений (15.1) — (15.3) получим: $\eta_{нс}=\eta_а$. Это выражение справедливо, если на насосной стан-

ции установлены однотипные насосные агрегаты, работающие в одинаковом режиме в течение времени T. Если на станции установлены разнотипные насосы, имеющие различные КПД насосов и электродвигателей, то КПД насосной станции следует определять по зависимости

$$\eta_{нс} = Q / (Q_1 / \eta_{a1} + Q_2 / \eta_{a2} + \\ + \quad + Q_i / \eta_{a,i}), \qquad (15.4)$$

где Q_1, Q_2, , Q_i — подачи насосных агрегатов, η_{a1}, η_{a2}, , $\eta_{a\,i}$ — КПД насосных агрегатов, $\eta_{a1} = \eta_{н1}\eta_{дв1}$, $\eta_{a2} = \eta_{н2}\eta_{дв2}$, $\eta_{a\,i} = \eta_{н\,i}\eta_{дв\,i}$ (здесь $\eta_{пр}$ принимается равным 1)

При ступенчатой работе насосной станции полезная мощность станции равна отношению суммы полезных мощностей всех ступеней работы к сумме израсходованной энергии при всех ступенях работы насосной станции.

Предположим, что на насосной станции II подъема с трехступенчатым режимом работы установлены три однотипных насосных агрегата (рис. 15.1). Один насос работает t_1 в 1 сут с подачей Q_1 м^3/с при давлении p_1 кПа, имея $\eta_{a1} = \eta_{н1}\eta_{дв1}$; два насоса работают параллельно в течение t_2 ч в 1 сут с подачей Q_2 м^3/с при давлении p_2 кПа, имея $\eta_{a1+II} = \eta_{н1+II}\eta_{дв1+II}$; три насоса работают параллельно в течение t_3 ч в 1 сут с подачей Q_3 м^3/с, при давлении p_3 кПа, имея $\eta_{a1+II+III} = \eta_{н1+II+III}\eta_{дв1+II+III}$; причем $t_1 + t_2 + t_3 = 24$ ч.

В этом случае получим КПД станции как частное от деления полезной энергии, кВт·ч, на энергию, затраченную электродвигателями насосных агрегатов при перекачивании жидкости, кВт·ч:

$$\eta_{нс} = \frac{Q_1 p_1 t_1 + Q_2 p_2 t_2 + \\ Q_1 p_1 t_1 / \eta_{a1} + Q_2 p_2 t_2 / \eta_{a1+II} + \\ \rightarrow \quad \rightarrow \frac{+ Q_3 p_3 t_3}{+ Q_3 p_3 t_3 / \eta_{a1+II+III}}. \qquad (15.5)$$

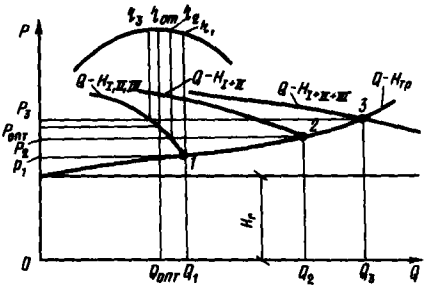


Рис. 15.1. График ступенчатой работы насосной станции с тремя рабочими агрегатами

При работе разнотипных насосов КПД насосной станции определяют по формуле

$$\eta_{нс} = (Q_1 p_1 t_1 + Q_2 p_2 t_2 + Q_3 p_3 t_3) : \\ : \left[\frac{Q_1 p_1 t_1}{\eta_{a1}} + \left(\frac{Q_1}{\eta'_{a1+II}} + \frac{Q_2}{\eta''_{a1+II}} \right) p_2 t_2 + \right. \\ + \left(\frac{Q_1}{\eta'_{a1+II+III}} + \frac{Q_2}{\eta''_{a1+II+III}} + \right. \\ \left. \left. + \frac{Q_3}{\eta'''_{a1+II+III}} \right) p_3 t_3 \right];$$

где $\eta_{a1} = \eta_{н1}\eta_{дв1}$ — КПД первого агрегата при одиночной работе; $\eta'_{a1+II} = \eta_{н1+II}\eta_{дв1+II}$ — КПД первого агрегата при параллельной работе со вторым агрегатом, $\eta''_{a1+II} = \eta_{н1+II}\eta_{дв1+II}$ — КПД второго агрегата при параллельной работе с первым агрегатом, $\eta'_{a1+II+III} = \eta_{н1+II+III}\eta_{дв1+II+III}$ — КПД первого агрегата при параллельной работе с третьим и вторым агрегатами; $\eta''_{a1+II+III} = \eta_{н1+II+III}\eta_{дв1+II+III}$ — КПД второго агрегата при параллельной работе с первым и третьим агрегатами, $\eta'''_{a1+II+III} = \eta'''_{н1+II+III} \times \eta_{дв1+II+III}$ — КПД третьего агрегата при параллельной работе с первым и вторым агрегатами.

При определении КПД насосной станции большое значение имеет правильный учет расходования электроэнергии, который, как правило, производят отдельно по каждому насосному агрегату. Результаты учета записывают в журнал работы агрегата, где отмечают и режим его работы, т. е. подачу воды и манометрический напор.

Фактический расход электроэнер-

гии, кВт·ч, за время T можно определить из выражения

$$A_{\Phi}=(Q_1p_1t_1/\eta_{\text{а I}}+Q_2p_2t_2/\eta_{\text{а II}}+Q_3p_3t_3/\eta_{\text{а III}})T \quad (15.6)$$

Обычно стоимость подачи воды водопроводными и канализационными насосными станциями определяют исходя из годовых эксплуатационных расходов и годового объема поданной воды. Поэтому T принимают равным 365 дням. Однако первый член равенства (15.6) представляет собой расход электроэнергии в сутки максимальной подачи, а насосная станция в течение года в отдельные дни может подавать минимальный или средний объем воды. Для определения фактического годового расхода электроэнергии М. С. Заневский предложил ввести коэффициент, равный 0,85, т. е. $A_{\Phi}^{\text{год}}=0{,}85A_{\text{макс}}^{\text{год}}$.

Вторым, наиболее важным экономическим показателем работы насосной станции является удельный расход электроэнергии — отношение фактически израсходованного количества электроэнергии к полезной работе, совершаемой насосами за то же время, т. е. $a=N_{\text{пт}}/N_{\text{пл}}$, или

$$a=\frac{Qp}{\eta_{\text{н с}}Qp}=\frac{1}{\eta_{\text{н с}}} \quad (15\,7)$$

Если расход энергии определить в кВт·ч и отнести его к полезной работе в виде произведения тысячи тонна-метров поданной воды, то удельный расход электроэнергии станет числом именованным:

$$N_{\text{уд}}=2{,}724/\eta_{\text{н с}}\,[\text{кВт·ч}/(1000\text{т·м})] \quad (15.8)$$

и будет называться теоретической удельной нормой расхода электроэнергии.

Теоретической удельной нормой расхода электроэнергии является расход электроэнергии, кВт·ч, на подачу 1000 т перекачиваемой жидкости на высоту 1 м при режиме работы насоса и электродвигателя с максимальным КПД.

Удельную норму расхода электроэнергии для насосного агрегата можно определить по формуле

$$N_{\text{уд}}=2{,}724/(\eta_{\text{н}}\eta_{\text{дв}}). \quad (15\,9)$$

Анализ равенства (15.9) показывает, что удельная норма расхода электроэнергии обратно пропорциональна КПД насосного агрегата. Известно, что КПД насосного агрегата (см. § 19) уменьшается при применении способа регулирования подачи насоса дросселированием на напорном патрубке. Уменьшение КПД насосного агрегата приводит к увеличению расхода электроэнергии и, следовательно, к ухудшению экономических показателей работы насосной станции.

Принимая паспортные значения $\eta_{\text{н}}$ и $\eta_{\text{дв}}$, можно получить теоретическую удельную норму расхода электроэнергии для насосного агрегата. Сравнение фактического удельного расхода электроэнергии в данных условиях работы агрегата с теоретическим удельным расходом позволяет судить об экономическом эффекте работы агрегата. Например, из выражени (15.9) можно определить КПД насоса:

$$\eta_{\text{н}}=2{,}724/(N_{\text{уд}}\eta_{\text{дв}})$$

Из опыта эксплуатации насосных агрегатов известно, что электродвигатель мало изменяет КПД с течением времени и его значение можно принимать по паспорту. Зная фактическую удельную норму расхода электроэнергии, можно определить фактический КПД насоса. Сравнение определенного КПД насоса с паспортным покажет, насколько изменилась энергетическая характеристика насоса. КПД насоса необходимо определять после окончания монтажа насоса перед сдачей его в эксплуатацию, так как бывают отклонения фактического КПД насоса от паспортных данных.

Например, определим теоретическую удельную норму расхода электроэнергии для насосного агрегата, состоящего из насоса 600 В 1,6/100 и электродвигателя ВДС 213/34-12 По паспорту КПД насоса равен 88%, КПД электродвигателя —92% В соответствии с формулой (15 9) имеем.

$$N_{\text{уд}}=2{,}724/(0{,}88\cdot0{,}92)=3{,}38$$

Фактическая удельная норма расхода электроэнергии насосного агрегата 3,63 Принимая, что КПД электродвигателя практи-

чески ие изменяется за время эксплуатации, определим КПД насоса:

$$\eta_н = 2{,}724/3{,}63 = 0{,}66,$$

т. е. КПД насоса уменьшился на 15%.

В этом случае необходимо произвести ревизию насосного агрегата и установить причиины уменьшения КПД насоса

Для выявления изменений КПД насоса рекомендуется периодически (на станциях I подъема — 2 раза в 1 год; на станциях II подъема — 1 раз в год или в 2 года) производить испытания работы агрегата с определением энергетических характеристик насоса.

Удельная норма расхода электроэнергии является основным показателем для планирования подачи электроэнергии на питание насосной станции. Пользуются и еще одним показателем — коэффициентом использования рабочей мощности называется отношение фактически израсходованной энергии $A_ф$ в течение рассматриваемого периода к той энергии, которую могли израсходовать рабочие агрегаты, если бы они работали в течение 24 ч в оптимальном режиме $A_{р\,а\,опт}$, т. е. при подаче $Q_{опт}$ и давлении $p_{опт}$, соответствующих максимальному КПД:

$$\eta_{исп\ р\ м} = A_ф / A_{р\,а\,опт},$$

где $A_ф = Q_{рmt}/\eta_а$ и $A_{р\,а\,опт} = Q_{опт} p_{опт} m \cdot 24/\eta_{а\,макс}$ (здесь m — число рабочих агрегатов, t — период работы агрегатов).

Следовательно,

$$\eta_{исп\ р\ м} = \frac{Q}{Q_{опт}} \frac{p}{p_{опт}} \frac{\eta_{а\,макс}}{\eta_а} \frac{t}{24} \qquad (15.10)$$

Коэффициентом использования установленной мощности называется отношение фактически израсходованной энергии $A_ф$ к энергии, которую израсходуют все установленные насосы, если будут работать с максимальным КПД в течение 24 ч:

$$\eta_{исп\ уст\ м} = \frac{Q}{Q_{опт}} \frac{p}{p_{опт}} \frac{m}{n} \frac{\eta_{а\,макс}}{\eta_а} \frac{t}{24}, \qquad (15\ 11)$$

где n — число всех установленных насосов (рабочих и резервных); $\eta_{а\,макс}$ — максимальный КПД агрегата при $Q_{опт}$.

§ 92. Технико-экономическое сравнение вариантов проектируемой насосной станции

Экономически обоснованный выбор решений является одним из основных факторов повышения эффективности капиталовложеиий.

При расчетах и обоснованиях проектных решений насосной станции пользуются «Типовой методикой определения экономической эффективности капитальных вложений», утвержденной Госпланом СССР, Госстроем СССР и Президиумом АН СССР в 1969 г.; «Инструкцией по определению экономической эффективности капитальных вложений в строительстве» (СН 423-73), утвержденной Госстроем СССР в 1971 г. и переизданной в 1979 г.

При проектировании насосиых станций различного назначения может быть намечено несколько технически равноценных вариантов, при которых полностью выполняются требования режима работы насосной станции и обеспечение требуемой подачи и напора, но различных по стоимости.

Экономическому сравнению подлежат технически осуществимые варианты насосных стаиций, обеспечивающих ввод в действие основиых фондов в нужный народному хозяйству срок, выполнение запланированных подачи и напора и требуемые санитарно-гигиенические условия труда обслуживающего персонала.

При проектировании насосиых станций водоснабжения возникают вопросы: какую принять форму здания в плане, каким способом осуществить строительство, какого типа установить насосы, как их установить (под залив или в соответствии с допустимой высотой всасывания), какое принять число агрегатов, степень и вид автоматизации, режим работы станции, вместимость регулирующей емкости, нужна ли система охлаждения двигателей и т. д.

При проектировании насосных станций перекачивания сточной жидкости, осадков и илов возникают

следующие вопросы: какую выбрать схему станции и форму здания в плане, каким способом осуществить строительство, где расположить станцию, какую принять высоту установки насосных агрегатов, какие выбрать системы взмучивания осадка и технического водоснабжения, каким способом обрабатывать задержанные отбросы, каким образом блокировать насосную станцию с другими сооружениями канализационной сети и т. д.

Вопрос о том, который из этих вариантов должен быть принят к строительству, решают путем технико-экономического сравнения. Оптимальный вариант выбирается на стадии составления проектного задания по следующим показателям: капитальные вложения (строительная стоимость) K, годовые эксплуатационные расходы (себестоимость годовой продукции и услуг) C.

Капитальные вложения в строительство насосной станции K определяют по укрупненным сметным нормам (УСН), укрупненным показателям стоимости сооружений (УПСС), сметам по данному объекту или сметам по объектам-аналогам.

Сметная стоимость строительства — это денежное выражение суммы затрат, необходимых для возведения насосной станции согласно проекту, ввода в действие ее основных фондов и плановых накоплений строительно-монтажных организаций. Порядок составления сметной документации определен временной инструкцией по разработке проектов (СН 202-81) и дополнением к ней, утвержденным Госстроем СССР 18.01.85 г. (№ 9). Для облегчения составления смет и упрощения процесса согласования с подрядной организацией сметной стоимости и расчетов за выполненые работы постановлением ЦК КПСС и Совета Министров СССР «Об улучшении проектно-сметного дела» был намечен план широкого внедрения прейскурантных цен на общественные и производственные здания, объекты водохозяйственного и других видов строительства.

К эксплуатационным расходам относят: стоимость электроэнергии, расходуемой на подачу воды; заработную плату обслуживающего персонала; стоимость текущего ремонта; амортизационные отчисления; мелкие и неучтенные расходы.

Стоимость электроэнергии. По этой статье учитывают стоимость электроэнергии, затрачиваемой на производственные нужды и электроосвещение. Стоимость электроэнергии определяется по одноставочному или двухставочному тарифам, согласно Прейскуранту № 09-01 (утвержденному 1 января 1982 г.) с учетом дополнений к нему.

Промышленные и приравненные к ним потребители с присоединенной мощностью до 750 кВт оплачивают электроэнергию по одноставочному тарифу. Одноставочный тариф учитывает плату за отпущенную активную электроэнергию в кВт·ч, учтенную счетчиком.

При присоединенной мощности от 750 кВт и более плата за отпущенную электроэнергию производится по двухставочному тарифу, который предусматривает дополнительную оплату заявленной мощности трансформаторов и высоковольтных электродвигателей (без автоматически включаемого резерва). При мощности более 750 кВт дополнительная плата исчисляется за отпускаемую потребителям мощность в час максимальной загрузки энергосистемы, совпадающий с часом максимального водопотребления (водопритока), или с часом максимального транзита.

Годовую стоимость электроэнергии, затрачиваемой насосными агрегатами, при равномерной круглосуточной работе насосной станции определяют по среднесуточной подаче насосной станции:

$$C_э = 0{,}1 Qpa/(\eta_н \eta_{дв}),$$

где a — стоимость электроэнергии, руб за 1 кВт·ч; $\eta_н$ — КПД насосов, определяемый по каталогу при заданной подаче и напоре; $\eta_{дв}$ — КПД электродвигателей, принимаемый: при их мощности до 10 кВт—0,85, до 50 кВт—0,9 и более 50 кВт—0,92

При соединении насоса с электро-

двигателем передачей какого-либо типа в знаменатель этой формулы вводят КПД передачи:

$$\eta_а = \eta_{н\,а} \cdot \eta_{пр},$$

где $\eta_{пр} = 0{,}94$

Годовую стоимость электроэнергии, затрачиваемой насосными агрегатами при ступенчатом режиме работы насосной станции, следует определять по формуле

$$C_э = \left(\frac{Q_1 p_1 t_1}{\eta_{нI}\eta_{двI}} + \frac{Q_2 p_2 t_2}{\eta_{нI+II}\eta_{двI+II}} + \right.$$

$$\left. + \quad + \frac{Q_m p_m t_m}{\eta_{нI+II+III}\eta_{двI+II+III}} \right) a,$$

где Q_1, Q_2, ,Q_m — подача воды насосной станцией соответственно на 1-й, 2-й,. .,m-й ступени работы станции, м^3/с; p_1, p_2, . , p_m— давление насосов при соответствующих ступенях работы станции, кПа, t_1, t_2, . t_m — число часов работы насосов в году при соответствующих ступенях; $\eta_{нI}$, $\eta_{нI+II}$, $\eta_{двI+II+III}$— КПД насосов при соответствующих ступенях работы станции, $\eta_{двI}$, $\eta_{двI+II}$, $\eta_{двI+II+III}$ — КПД электродвигателей при соответствующих ступенях работы насосной станции

Оплата заявленной мощности электронасосных агрегатов высокого напряжения производится по суммарной мощности, определяемой по данным проекта электрооборудования. Суммарная мощность равна сумме мощностей рабочих агрегатов в час максимального электропотребления в данном районе (без автоматически включаемых насосных агрегатов).

Заявленная мощность электродвигателей, кВт, рабочих агрегатов вычисляется по зависимости

$$N_э = \frac{Qp}{\eta_н \eta_{дв}},$$

здесь $\eta_{дв}$ принимается равным 0,92.

Стоимость заявленной мощности высоковольтных электродвигателей следует определять по формуле $C_э = N_э M$ (где M — стоимость 1 кВт заявленной мощности, руб.).

Оплачиваемая мощность трансформаторов $N_{тр}$, кВ·А, вычисляется по выражению

$$N_{тр} = PkN_э/\cos\varphi,$$

где P — коэффициент, учитывающий трансформаторный резерв (принимается равным 1,5); k — коэффициент, учитывающий электроосветительную нагрузку (принимается равным 1,05); $\cos\varphi = 0{,}9$.

Стоимость, руб., установленной мощности трансформаторов $C_{уст\,тр} = N_{тр}M$.

На крупных насосных станциях, оборудованных электродвигателями высокого напряжения, все вспомогательные агрегаты (дренажные насосы, вакуум-насосы, дробилки и т. д.) имеют электродвигатели низкого напряжения. В этом случае стоимость суммарной установленной мощности определяют по формуле $C'_{уст} = (N_э + N_{тр})M$.

Заработная плата обслуживающего персонала. В эту статью включается основная и дополнительная заработная плата рабочих, непосредственно участвующих в обслуживании насосной станции. Количество человеко-смен в 1 сут для обслуживания насосных станций определяется в зависимости от подачи насосной станции, м^3/сут:

до 16 000 . .	3,5
от 16 000 до 50 000 . .	5,5
» 50 000 » 150 000 . .	7
свыше 150 000 . .	9

Приведенный расчет относится к насосным станциям с ручным управлением, на которых должен быть свой обслуживающий персонал. В эти расчеты включены трудовые затраты на работу по текущему ремонту, выполняемые слесарем-ремонтником, слесарем по ремонту КИП и устройств автоматики.

Стоимость текущего ремонта. Эта стоимость определяется в виде отчислений от стоимости капитальных вложений и принимается для зданий насосных станций 2,2%, для оборудования 3,8%.

Амортизационные отчисления. Средства, предназначенные как на полное, так и на частичное возмещение (капитальный ремонт) производственных затрат, принимаются по нормам амортизационных отчислений в процентах к балансовой стоимости. Усредненные амортизационные отчисления для насосных

станций от стоимости капитальных вложений принимают для зданий 3,5%, для оборудования 12%.

Мелкие и неучтенные расходы. В эксплуатационных расходах необходимо учитывать неучтенные расходы, отдельный подсчет которых нецелесообразен ввиду их малого размера или затруднителен, а именно: оплата услуг нанимаемого транспорта, оплата отопления, освещения и вентиляции помещений, расходы на содержание участков, на приобретение инвентаря и пр. Неучтенные расходы принимают равными 3% суммы эксплуатационных расходов.

По результатам определения капитальных и эксплуатационных затрат проводят экономическое сравнение рассматриваемых вариантов. При сравнении вариантов может оказаться, что $K_1 > K_2$ и $C_1 > C_2$. В этом случае не возникает теоретических и методических сложностей, так как совершенно очевидно, что второй вариант экономичнее первого и по капитальным вложениям и по эксплуатационным расходам.

Однако в практике технико-экономического сравнения конкурирующих вариантов наиболее часто получается, что по одному варианту капиталовложения больше, а эксплуатационные расходы меньше, или наоборот, т. е. $K_1 > K_2$ а $C_1 < C_2$ или $K_1 < K_2$ а $C_1 > C_2$. При различных соотношениях капитальных вложений на строительство насосной станции и эксплуатационных расходов экономическое сравнение вариантов производят по методу окупаемости дополнительных капитальных вложений за счет экономии на эксплуатационных расходах. Срок τ, в течение которого экономия от эксплуатационных затрат компенсирует дополнительные капиталовложения, называется сроком окупаемости. Нормативный срок окупаемости τ устанавливается директивными органами. Величину наиболее выгодного срока окупаемости устанавливают исходя из суммы условий, диктуемых экономикой социалистического хозяйства нашей страны. При проектировании насосных станций обычно принимают τ равным 7—10 годам.

Фактический срок окупаемости определяется из выражения

$$T = (K_1 - K_2)/(C_2 - C_1). \qquad (15.12)$$

Если фактический срок окупаемости больше нормативного $T > \tau$, вариант с большими капиталовложениями неэкономичен, т. е. лучшим оказывается второй вариант. Если $T < \tau$, вариант с бо́льшими капиталовложениями экономичнее, т. е. лучшим будет первый вариант.

Формула (15.12) позволяет сравнивать варианты попарно. При сравнении нескольких вариантов их экономическую оценку следует проводить путем сравнения приведенных затрат $З$. Приведенные затраты представляют собой сумму эксплуатационных затрат и капитальных вложений, приведенных к одинаковой размерности в соответствии с нормативом эффективности:

$$З = C + K/\tau \text{ или } З = C + EK,$$

где E — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений.

Наивыгоднейшим является вариант с наименьшими приведенными затратами.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ I. ЗНАЧЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПОТЕРЬ НАПОРА НА МЕСТНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ (ПО ДАННЫМ Н. Н. ПАВЛОВСКОГО И ДР.)

Потери напора на местные сопротивления определяются по формуле

$$h_м = \zeta \frac{v^2}{2g},$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, $v^2/(2g)$ — скоростной напор, м (здесь v — скорость движения воды, м/с).

В зависимости от вида сопротивления (см рисунок) коэффициенты местных сопротивлений следует принимать:

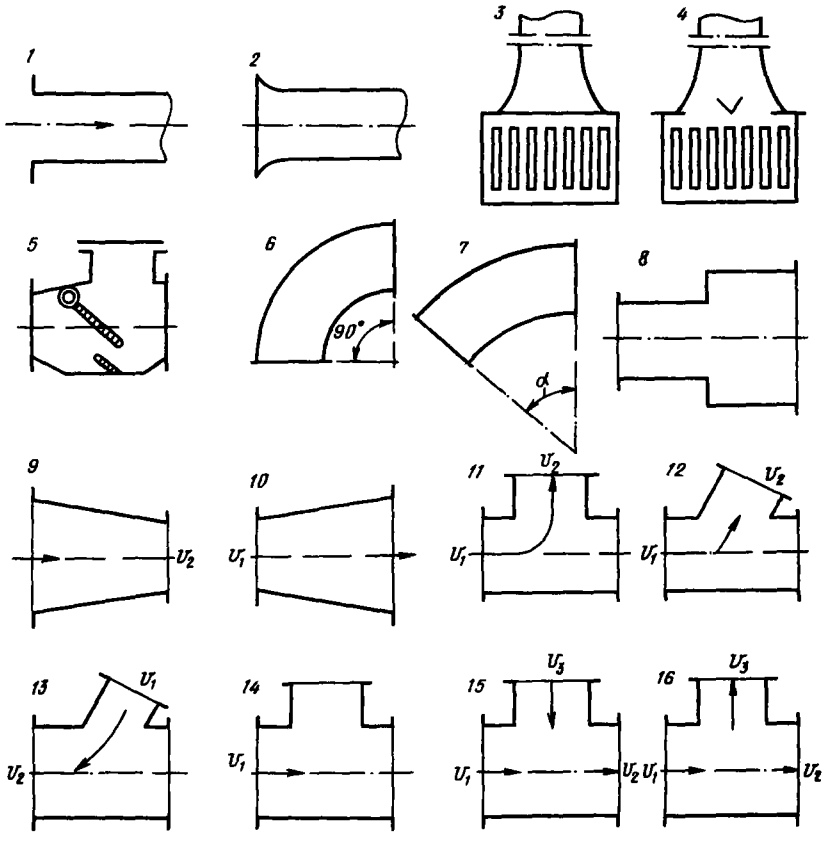


схема *1*—вход в трубу без расширения $\zeta = 0{,}5$

схема *2* — плавно очерченный вход в трубу . . . . $\zeta = 0{,}1 \div 0{,}2$

схема *3* — приемная сетка без клапана $\zeta = 2 \div 3$

схема *4* — приемный клапан с сеткой $\zeta = 5 \div 8$

схема *5* — обратный клапан . . . . . $\zeta = 1{,}7$

схема *6* — колено с углом 90° по нормальному сортаменту $\zeta_к = 0{,}5 \div 0{,}6$

схема *7* — колено с углом α . . $\zeta = \frac{\alpha}{90}\zeta_к$

схема *8* — выход из трубы в резервуар или в канал под уровнем . . . $\zeta = 1.\ h = \zeta\frac{v_1^2}{2g}$

схема *9* — переход суживающийся (по нормальному сортаменту) . . . . . $\zeta = 0{,}1;\ h = \zeta\frac{v_2^2}{2g}$

схема *10* — переход расширяющийся (по нормальному сортаменту) . . . . . $\zeta = 0{,}25,\ h = \zeta\frac{v_1^2}{2g}$

схема *11* — тройник в направлении ответвления . . . . . $\zeta = 1{,}5;\ h = \zeta\frac{v_2^2}{2g}$

схема *12* — ответвление при косом тройнике . . . . $\zeta = 1,\ h = \zeta\frac{v_2^2}{2g}$

схема *13* — ответвление при входе в магистраль . . $\zeta = 0{,}5; h = \zeta\frac{v_1^2}{2g}$

схема *14* — магистраль при отсутствии расхода в ответвлении . . $\zeta = 0{,}1;\ h = \zeta\frac{v_1^2}{2g}$

схемы *15* и *16* — ответвление при соединении и разделении потоков . . . . . $\zeta = 1{,}5,\ h = \zeta\frac{v_3^2}{2g}$

ПРИЛОЖЕНИЕ II. РАСЧЕТНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ СОПРОТИВЛЕНИЙ ДЛЯ СТАЛЬНЫХ И ЧУГУННЫХ ТРУБ, ВЫЧИСЛЕННЫЕ ПО ФОРМУЛЕ Ф. А. ШЕВЕЛЕВА

Диаметр условного прохода d_0, мм	Q, м³/с	Диаметр условного прохода d_0, мм	Q, м³/с
100	119,8	600	0,01859
125	53,88	700	0,009119
150	22,04	800	0,004622
175	15,09	900	0,002504
200	5,149	1000	0,001447
250	1,653	1200	0,0005651
300	0,6619	1400	0,0002547
350	0,2948	1500	0,0001776
400	0,1483	1600	0,0001268
500	0,04692		

Удельные сопротивления определены по формуле $S_0 = 0{,}001478/d_p^{5{,}226}$ (где d_p — внутренний расчетный диаметр труб, м) Сопротивление трубопровода $S = S_0 l$ (где l — длина трубопровода).

ПРИЛОЖЕНИЕ III. КЛИМАТИЧЕСКИЕ ИСПОЛНЕНИЯ И КАТЕГОРИИ

1. Изделия, предназначенные для эксплуатации в одном или нескольких макроклиматических районах, изготовляют в климатических исполнениях (в дальнейшем — в исполнениях), указанных в табл. 1.

Таблица 1

Продолжение табл. 1

Климатические исполнения изделий	Обозначения		
	буквенные		цифровые
	русские	латинские	
Изделия, предназначенные для эксплуатации на суше, реках, озерах·			
для макроклиматического района с умеренным климатом[1]	У	N	0
то же, с умеренным и холодным климатом[1]	УХЛ[3]	NF	1
то же, с влажным тропическим климатом[2]	ТВ	ТН	2
то же, с сухим тропическим климатом[2]	ТС	ТА	3
то же, как с сухим, так и с влажным тропическим климатом[2]	Т	Т	4
для всех макроклиматических районов на суше, кроме макроклиматических районов с очень холодным климатом (общеклиматическое исполнение)	О	U	5
Изделия, предназначенные для эксплуатации в макроклиматических районах с морским климатом.			
для макроклиматического района с умеренно-холодным климатом	М	М	6
то же, с тропическим климатом (в том числе для судов каботажного плавания или иных, предназначенных для плавания только в этом районе)	ТМ	МТ	7
то же, как с умеренно-холодным, так и с тропическим климатом (в том числе для судов неограниченного района плавания)	ОМ	MU	8
Изделия, предназначенные для эксплуатации во всех макроклиматических районах—на суше и на море, кроме макроклиматического района с очень холодным климатом (все климатические исполнения)	В	W	9

[1] Изделия могут эксплуатироваться в теплой и жаркой зонах СССР (по ГОСТ 16350—80), в которых средняя из ежегодных абсолютных максимумов температура воздуха выше 40 °С и (или) сочетание температуры, равной или выше 20 °С, и относительной влажности, равной или выше 80%, наблюдается более 12 ч в сутки за непрерывный период более 2 мес в году

[2] Исполнения могут быть обозначены термином «тропические исполнения»

[3] Если основным назначением изделий является эксплуатация в районе с холодным климатом и экономически целесообразно их использование вне пределов этого района, вместо обозначения УХЛ рекомендуется обозначение ХЛ (F)

2 К макроклиматическому району с умеренным климатом относятся районы, где средняя из ежегодных абсолютных максимумов температура воздуха равна или ниже +40 °С, а средняя из ежегодных абсолютных минимумов температура воздуха равна или выше —45 °С.

3. К макроклиматическому району с холодным климатом относятся районы, в которых средняя из ежегодных абсолютных минимумов температура воздуха ниже —45 °С.

Границы макроклиматического района с холодным климатом на территории СССР приведены в обязательном приложении 2 к ГОСТ 15150—69, район холодного климата обозначен на карте в обязательном приложении 6 к этому же ГОСТу.

По согласованию с заказчиком допускается поставка изделий в исполнении для

умеренного климата в районы, находящнеся в пределах 50 км от юго-западной н юго-восточной границ макроклиматического района с холодным клнматом на территории СССР.

Изделия, размещенные на передвнжных установках, предназначенные для поставок в район побережья Охотского (севернее устья р Уда) и Берингова морей (за исключеннем Камчатского полуострова), должны нзготовляться в исполнении ХЛ

К макроклнматнческому району с очень холодным климатом относятся районы, где средняя мннимальная температура ниже —60 °С (Антарктида)

4 К макроклиматическому району с влажным тропнческим климатом относятся районы, в которых сочетание температуры, равной нлн выше 20 °С, н относительной влажностн, равной нли выше 80%, наблюдается примерно 12 ч илн более в суткн за непрерывный пернод от 2 до 12 мес. в году

К макроклиматическому району с сухнм тропнческнм климатом относятся районы, в которых средняя нз ежегодных абсолютных максимумов температуры воздуха выше 40° и которые не отнесены к макроклиматическому району с влажным тропическим климатом

Перечень стран, отнесенных к районам с влажным и сухим тропическим климатом, прнведен в обязательном приложенин 3 к ГОСТ 15150—69.

5 К макроклиматическому району с умеренно-холодным морскнм клнматом относятся моря, океаны н прибрежная территория в пределах непосредственного воздействия морской воды, расположенные севернее 30° с ш или южнее 30° ю ш.

6 К макроклиматнческому району с тропнческнм морскнм климатом относятся моря, океаны н прибрежная территория в пределах непосредственного воздействия морской воды, расположенные между 30° с.ш. и 30° ю.ш

7 Изделня в исполненнях, приведенных в табл. 1, в завнсимостн от места размещения при эксплуатацни в воздушной среде на высотах до 4300 м (в том чнсле под землей н под водой) нзготовляются по категорням размещення нзделнй (в дальнейшем — категорням изделнй), указанным в табл. 2. Для изделий, предназначенных

Таблица 2

Укрупненные категории		Дополнительные категорин	
Характеристика	Обозначение	Характеристика	Обозиачение по десятичной си стеме
Для эксплуатацнн на открытом воздухе (воздействне совокупности клнматнческнх факторов, характерных для данного макроклнматнческого района)	1	Для хранении в процессе эксплуатацнн в помещеннях категории 4 и работы как в условиях категорни 4, так и (кратковременно) в других условиях, в том числе на открытом воздухе	1,1
Для эксплуатацни под навесом или в помещеннях (объемах), где колебания температуры н влажности воздуха несущественно отличаются от колебання на открытом воздухе и имеется сравнительно свободный доступ наружного воздуха, например в палатках, кузовах, прицепах, металлнческнх помещениях без теплоизоляцнн, а также в оболочке комплектного изделия категорнн 1 (отсутствие прямого воздействня солнечного нзлучения н атмосферных осадков)	2	Для эксплуатацнн в качестве встроенных элементов внутри комплектных нзделий категорий 1; 1,1, 2, конструкция которых исключает возможность конденсации влаги на встроенных элементах (например, внутри радиоэлектронной аппаратуры)	2.1
Для эксплуатации в закрытых помещениях (объемах) с естественной вентнляцней без нскусственно регулируемых климатическнх условнй, где колебания температуры и влажности воздуха и воздействия песка и пыли существенно меньше, чем на открытом воздухе, напрнмер в металлнческих с теплоизоляцней, каменных, бетонных, деревянных помещениях (отсутствие	3	Для эксплуатацни в нерегулярно отапливаемых помещениях (объемах)	3 1

Продолжение табл. 2

Укрупненные категории		Дополнительные категории	
Характеристика	Обозначение	Характеристика	Обозначение по десятичной системе
воздействия атмосферных осадков, прямого солнечного излучения, существенное уменьшение ветра, существенное уменьшение или отсутствие воздействия рассеянного солнечного излучения и конденсации влаги)			
Для эксплуатации в помещениях (объемах) с искусственно регулируемыми климатическими условиями, например в закрытых отапливаемых или охлаждаемых и вентилируемых производственных и др., в том числе хорошо вентилируемых помещениях (отсутствие воздействия прямого солнечного излучения, атмосферных осадков, ветра, песка и пыли, наружного воздуха, отсутствие или существенное уменьшение воздействия рассеянного солнечного излучения и конденсации влаги)	4	Для эксплуатации в помещениях с кондиционированным или частично кондиционированным воздухом Для эксплуатации в лабораторных, капитальных жилых и других подобного типа помещениях	4.1 4.2
Для эксплуатации в помещениях (объемах) с повышенной влажностью, например в неотапливаемых и невентилируемых подземных помещениях (в том числе шахтах, подвалах, почве), в таких судовых, корабельных и других помещениях, в которых возможно длительное наличие воды или частая конденсация влаги на стенах и потолке (в частности, в некоторых цехах текстильных, гидрометаллургических производств и т. п.)	5	Для эксплуатации в качестве встроенных элементов внутри комплектных изделий категории 5, конструкция которых исключает возможность конденсации влаги на встроенных элементах (например, внутри радиоэлектронной аппаратуры)	5.1

Примечание Изделия видов климатических исполнений У4 и ХЛ4; У4 1 и ХЛ4 1 У4 2 и ХЛ4 2; Т4, Т4 1, Т4 2; ТС2 1, 03 1 не изготовляют, так как они удовлетворяют требованиям, предъявляемым соответственно к изделиям следующих видов климатических исполнений УХЛ4, УХЛ4 1, УХЛ4 2; 04; 04 1, 04 2; ТС2, В3; В3 1

для эксплуатации только в невоздушной среде и (или) при атмосферном давлении менее 53,3 кПа (400 мм рт.ст.), в том числе на высотах более 4300 м, понятие категории изделий не применяют для всех стадий эксплуатации. Если одно и то же изделие предназначено для эксплуатации как в воздушной среде на высотах до 4300 м, так и в невоздушной среде и (или) при атмосферном давлении менее 53,3 кПа (400 мм рт. ст), в том числе на высотах более 4300 м, то понятие категории изделий применяют только для стадии эксплуатации в воздушной среде на высотах до 4300 м.

Летательные аппараты, а также изделия, предназначенные для эксплуатации на высотах более 1000 м при пониженном атмосферном давлении (в том числе изделия, предназначенные для эксплуатации как на высотах более 1000 м, так и на высотах до 1000 м), изготовляют по группам в зависимости от понижения атмосферного давления в соответствии с обязательным приложением 7 (табл. 1) к ГОСТ 15150—69.

Обозначение категории изделий допускается применять для обозначения места их размещения и размещения деталей и поверхностей изделий или сооружений (например, закрытое отапливаемое и вентилируемое помещение можно обозначить «категория размещения 4» или «помещение категории 4»).

Сочетание исполнения, категории и группы по пониженному давлению называют «вид климатического исполнения» (например, вид

климатического исполнения УХЛ4 или вид климатического исполнения УХЛ 204а). В обозначении вида климатического исполнения изделия добавляют обозначения типа атмосферы, для эксплуатации в которой предназначено изделие, если это указано в стандартах или в технических условиях на изделие.

Климатические условия (совокупность значений климатических факторов), нормированные в настоящем стандарте для какого-либо конкретного вида климатического исполнения, обозначаются, например, условия УХЛ4.

8. В условное обозначение типа (марки) изделия дополнительно после всех обозначений, относящихся к модификации изделия, вводят буквы и цифры, обозначающие вид климатического исполнения изделия. Например, электродвигатель типа АО2-21-4 в исполнении Т для категории размещения 2 обозначают АО2-21-4Т2.

Обозначение вида климатического исполнения указывают во всех видах документации, в том числе эксплуатационной, а также на заводской табличке (этикетке), в которой должен быть приведен тип (марка) изделия.

В некоторых случаях допускается не вводить вид климатического исполнения в условное обозначение типа (марки) изделия, но тогда вид климатического исполнения должен быть указан в стандартах или технических условиях, эксплуатационной документации. В обозначении могут не указываться:

а) вид климатического исполнения для категории изделий — если они являются единственными и в течение ближайших нескольких лет не намечается разработки таких же изделий других видов климатического исполнения или категорий;

б) вид климатического исполнения одного из вариантов изделия, как правило, являющегося обычным для всей отрасли или группы изделий отрасли,— если изделия изготовляют нескольких видов климатического исполнения,

в) категория изделий — если она очевидна.

Для изделий, не имеющих заводского номера, табличек и индивидуальных отличий (например, изделия электронной техники, электроустановочные изделия) допускается наносить условные обозначения или условный знак на несъемную деталь

Обозначение видов климатического исполнения изделий, изготовленных в соответствии с табл. 1, должно включать либо сочетание исполнения и категорий, обеспечивающее наиболее жесткие условия в эксплуатации, либо (если это сочетание невозможно установить) несколько исполнений и категорий, для которых изделия предназначены (комбинированное обозначение). Например электродвигатель типа АО2-21-4, предназначенный для категорий 2, 3, 4 исполнения УХЛ (категория 2— самая жесткая для данного изделия), обозначают АО2-21-4УХЛ2, такой же электродвигатель, предназначенный для работы дополнительно в условиях категории 5, обозначают АО2-21-4УХЛ2,5, в условиях категории 4 исполнения О-АО2-21-4УХЛ2.5. (В двух последних примерах категория 2 — наиболее жесткая для данного изделия по нижнему значению температуры, категория 5 или условия О4 — по влажности воздуха)

Для изделий, соответствующих требованиям п. 2, для тех случаев, когда диапазон номинальных значений по какому-либо фактору более узкий, чем диапазон нормальных рабочих значений, а также для изделий, условия эксплуатации которых установлены по п. 5, к обозначению вида климатического исполнения (или категории) добавляют знак «*».

Для изделий, соответствующих требованиям п. 2, для тех случаев, когда диапазон номинальных значений по какому-либо климатическому фактору шире, чем диапазон нормальных рабочих значений, а более узких диапазонов значений других климатических факторов не предусмотрено, к обозначению вида климатического исполнения добавляют знак «**». Этот знак не добавляют к обозначению групп изделий, специально предназначенных в соответствии с п 2 для применения в качестве встроенных элементов для комплектных изделий, где температура внутри конструкции выше, чем снаружи.

Если изделие состоит из нескольких составных частей, не имеющих общей оболочки и работающих в условиях разных категорий, обозначение категории изделий в целом принимают по составным частям, выполняющим основную функцию; в стандарте или в технических условиях на изделия могут быть указаны также категории других составных частей

В обозначении изделий, соответствующих требованиям к изделиям, предназначенных для работы только в невоздушной среде, вместо обозначения вида климатического исполнения применяют знак «*». Например, АО2-21-4*.

В обозначении изделий, предназначенных для работы в воде, вместо обозначения категории применяют знак «*». Например, АО2-21-40М*.

Разрешается отделять чертой обозначение климатического исполнения от основного обозначения изделий, если отсутствие черты приводит к искажению основного обозначения.

Допускается не вводить обозначения видов климатического исполнения в условное обозначение типов изделий и эксплуатационной документации, разработанной до 1 января 1972 г.

Для материалов и полуфабрикатов обозначение вида климатического исполнения или только климатического исполнения устанавливают в случаях, не указанных в подпункте «а», при этом обозначение категории в составе обозначения вида климатического исполнения допускается устанавливать в случаях, когда материал используется для непосредственного изготовления деталей изделий.

9. Нормальные значения климатических факторов внешней среды при эксплуатации изделий принимают равными значениям, указанным в табл. 3. Эти значения отно-

Таблица 3

Исполнение изделий	Категория изделий	Значения температуры воздуха при эксплуатации, °С				
		рабочие			предельно рабочие	
		верхнее	нижнее	среднее	верхнее	нижнее
У	1; 1.1; 2; 2.1, 3	+40	−45[1]	+10	+45	−50
	3.1	+40	−10[2]	+10	+45	−10[2]
	5; 5 1	+35	−5	+10	+35	−5
ХЛ	1; 1.1, 2, 2 1; 3	+40	−60	+10	+45	−60
	3.1	−40	−10[2]	+10	+45	−10[2]
	5; 5 1	+35	−10	+10	+35	−10
УХЛ	1; 1.1; 2, 2.1, 3	+40	−60	+10	+45	−60
	3 1	+40	−10[2]	+10	+45	−10[2]
	4	+35	+1	+20	+40	+1
	4.1	+25	+10	+20	+40	+1
	4.2	+35	+10	+20	+40	+1
	5, 5 1	+35	−10	+10	+35	−10
ТВ	1; 1 1; 2; 2 1; 3, 3 1	+45	+1	+27	+50	+1[3]
	4	+45	+1	+27	+50	+1
	4 1	+25	+10	+20	+40	+1
	4 2	+45	+10	+27	+45	+10
	5, 5 1	+35	+1	+10	+35	+1
Т, ТС	1; 1.1; 2, 2.1[4]; 3, 3.1	+45	−10	+27	+55	−10[5]
	4[6]	+45	+1	+27	+55	+1
	4 1[6]	+25	+10	+20	+40	+1
	4.2[6]	+45	+10	+27	+45	+10
	5, 5.1	+35	+1	+10	+35	+1
О	1, 1.1; 2, 2.1	+45	−60	+27	+55	−60
	4	+45	+1	+27	+55	+1
	4.1	+25	+10	+20	+40	+1
	4.2	+45	+10	+27	+45	+1
	5, 5 1	+35	−10	+10	+35	−10
М	1, 1.1, 2; 2 1, 3; 5, 5.1	+40	−40[7]	+10	+45	−40
	4; 3.1	+40	−10[2]	+20	+40	−10[2]
	4 1	+35	+15	+20	+40	+1
	4 2	+40	+1	+20	+40	+1
ТМ	1; 1.1; 2; 2.1; 3, 5; 5 1	+45	+1	+27	+45	+1
	4	+45	+1	+27	+45	+1
	4.1	+25	+10	+20	+40	+1
	4.2	+45	+1	+27	+45	+1
ОМ	1, 1.1, 2, 2.1, 3, 5; 5.1	+45	−40[7]	+27	+45	−40
	4, 3 1	+45	−10[2]	+27	+45	−10[2]
	4.1	+35	+15	+20	+40	+1
	4.2	+40	+1	+27	+40	+1
В	1, 1.1; 2, 2 1, 3	+45	−60	+27	+55	−60
	3.1	+45	−10[2]	+27	+55	−10[2]
	4	+45	−10[2]	+27	+55	−10[2]
	4.1	+25	+10	+20	+40	+1
	4 2	+45	+1	+27	+45	+1
	5, 5.1	+45	−40	+27	+45	−40

[1] Для изделий, которые по условиям эксплуатации могут иметь перерывы в работе при эпизодически появляющихся температурах ниже −40 °С, нижнее значение рабочей температуры допускается в технически обоснованных случаях принимать равным −40 °С

[2] Для эксплуатации в нерабочем состоянии (для эксплуатационного хранения и транспортирования) значения принимают такими же, как для категории 3, а для вида климатического исполнения В4 — как для вида исполнения ОМ3

[3] Для некоторых областей с субтропическим климатом значение принимают равным −10 °С

[4] Для исполнения Т

[5] Для некоторых областей в КНР, Турции, Афганистане значение принимают равным −20 °С

[6] Для исполнения ТС

[7] Для судов, не используемых в районах Северного Ледовитого океана в зимнее время, нижнее значение рабочей температуры принимают равным −30 °С

сятся к эксплуатации изделий на высотах до 1000 м, если в пунктах настоящего раздела не указано иное.

Для поверхностей, подвергаемых нагреву солнцем, верхнее и среднее значение рабочей и предельной рабочей температуры должно приниматься выше, чем указано в табл. 3 для изделий категории 1, на следующие величины:

для поверхностей, имеющих белый или серебристо-белый цвет — на 15°,

для поверхностей, имеющих иной, кроме белого или серебристо-белого, цвет — 30°.

Для изделий категорий 1, 1.1; 2; 3, предназначенных для СССР, допускается руководствоваться обязательным приложением 4 к ГОСТ 15150—69 в части нижних значений температуры

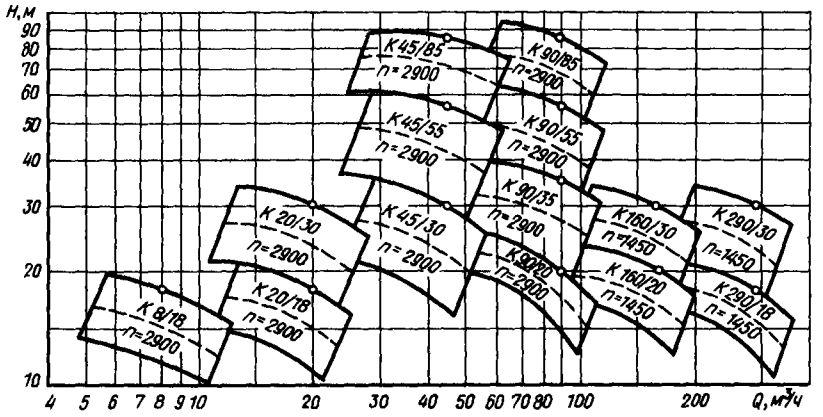
Значения температуры охлаждающей воды приведены в табл 4

Таблица 4

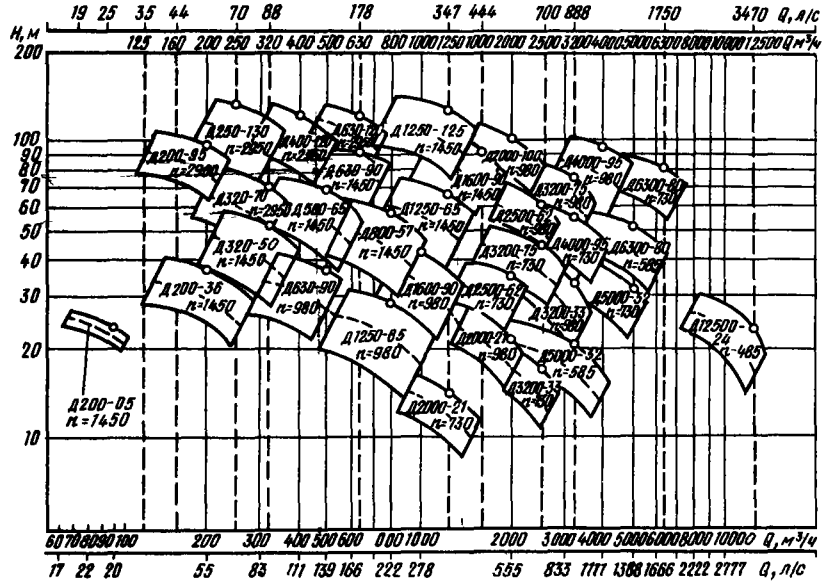
Способ охлаждения изделий	Исполнение изделий	Рабочие значения температуры охлаждающей воды, °С	
		верхнее	нижнее
Охлаждение по проточной системе от водопроводных сетей, колодцев, крупных водоемов	У, УХЛ (ХЛ)	+25	+1
	М	+25	−2
	Т, ТС, ТВ, О	+40	+1
	ТМ	+30*	+10
	ОМ	+30*	−2**
	В	+40	−2**
Охлаждение по циркуляционной системе с использованием искусственных прудов, градирен и других искусственных сооружений	У, УХЛ (ХЛ)	+30***	+1
	Т, ТС, ТВ, О	+40	+1

* Предельное рабочее значение +35 °С
** Предельное рабочее значение −4 °С
*** Предельное рабочее значение +33 °С

ПРИЛОЖЕНИЕ IV. СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ Q—H НАСОСОВ ТИПА К



ПРИЛОЖЕНИЕ V. СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ Q—H НАСОСОВ ТИПА Д [ГОСТ 11379—80]



Марка агрегата	Электродвигатель		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж
	тип	мощность, кВт							
Д200-95	А2-82-2-УЗ АО2-91-2-УЗ ВАО-91-2-УЗ А2-91-2-УЗ АО2-92-2-УЗ	75 100	1645 1783 1905 1729 1845	673 708 670 708	746 792 795 792	1540	630	565	—
Д200-36	А2-71-4УЗ АО2-71-4УЗ ВАО71-4ВЗ А2-72-4УЗ АО2-72-4УЗ А2-81-4УЗ АО2-81-4УЗ	22 30 40	1432 1484 1545 1471 1556 1607 1674	686 763 686 746	756 870 756 796	1235 1540	490	395	—
Д320-70	А2-82-2УЗ А2-91-2УЗ АО2-91-2УЗ ВАО-91-2УЗ АО2-92-2УЗ	75 100 75 100	1645 1715 1793 1905 1845	725 799 725 799 725	796 842 842 845 842	1540	630	565	—
Д320-50	А2-82-4УЗ АО2-82-4УЗ ВАО-82-4УЗ А2-91-УЗ АО2-91-4УЗ ВАО-91-4УЗ	55 75	1645 1712 1735 1715 1793 1905	725 966	846 980 892	1540	630	565	—

ПРИЛОЖЕНИЕ VI. ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ И МАССА АГРЕГАТОВ

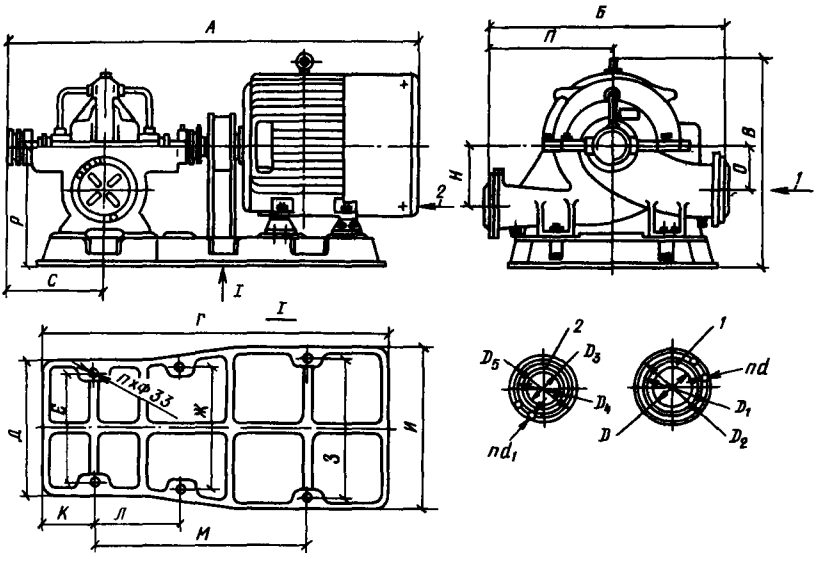


Таблица 1

З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	п	Масса, кг	
мм											насоса	агрегата
565	660	230	—	940	181	146	300	450	375	4	290	752 1062 1035 1063 1035
525	610	195	—	820	224	162	373	500	375	4	264	529 603 652 565 603 719 898
565	660	230	—	940	215	170	385	500	375	4	259	789 911 978 1090 1207
565	660	230	—	940	260	180	474	550	375	4	376	886 950 993 1003 1233 1225

Марка агрегата	Электродвигатель		А	Б	В	Г	Д	Е	Ж
	тип	мощность, кВт							
Д500-65	АО2-92-4	100	2160	966	972	1960	840	755	670
	А3-315S1-4	132	2170	970	1045				
	А3-315S2-4	160	2430		1080				
	АО3-315S-4	125	2287	1000	982	2240	860	755	855
	МА-36-51-4	160	2357						
	МА-36-52-4	200	2545	1060	1130				
	АО-2-4	250	2645						
	АО-103-4								
	АО-104-4								
Д500-36	А2-91-6	55	2050	1060	1020	1960	840	755	755
	АО2-91-6		2108						
	А2-92-6	75	2100	1258	1045				
	АО2-92-6		2190						
	А3-315-S6	110	2170		1070				
	АО3-315-S6		2430						
Д630-90	А3-315М-4	200	2220	1258	1045	1960	840	755	855
	АО3-315-М-4		2480		1070				
	А-111-4М	250	2380	1268	1295	2240			
	А-112-4М	320							
	А-113-4М	400	2500	1328					
	АО3-355-S4	250	2575						
Д800-57	А2-92-4	100	2116	1328	1295	605	840	755	755
	АО2-92-4		2160		1052				
	А3-315-S1-4	132	2170	1155	1115				
	А3-315М-4	200	2220						
	АО3-315М-4		2480		1150				
	АО101-4	125	2445	1170	1200	680			855
	АО102-4	160	2545						
	АО104-4	250	2645						
Д800-28	АО2-91-6	55	2158	1170	1200	1920	840	735	755
	А2-92-6	75	2150		1160				
	АО2-92-6		2210	1392	1200				
	А3-315-S6	110	2220		1175				
	АО3-315-S6		2480						
Д1000-40	А3-315-S6	110	2448	1392	1175	2760	900	825	920
	А3-315М-6	132	2498	1360	1225				
	АО3-355S6	160	2793	1418	1282				
	А103-6М		2788	1425	1280				
Д1250-125	А2-450М-4	500	3073	1210	1129	2760	900	825	1600
	А2500S-4	630	3163	1255	1229				
Д1250-65	А3-315М-4	200	2270	1255	1200	1920	900	755	755
	АО3-315М-4		2530		1175				
	АО3-355S4	250	2565	1450	1247	2240	840	775	855
	А111-4М		2430		1345				
	А114-4М	320	2640						
Д1600-90	—	—	1438	1645	1075				

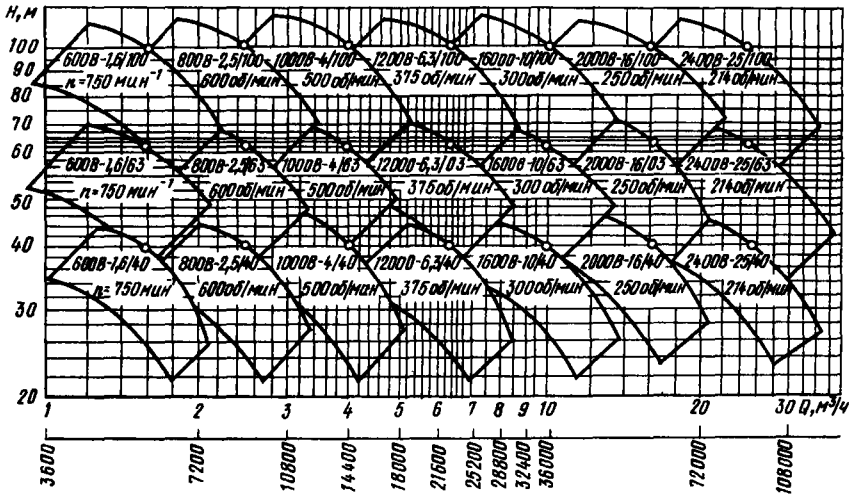
Продолжение табл 1

З	И	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	п	Масса, кг	
мм											насоса	агрегата
740	825	325	595	1190	315	230	460	630	521	6	613	1680 1709 1794 2103 2338 2338 2551 2641 2871
945	1030		680	1360								
755	825	325	605	1210	335	243	648	630	521	6	728	1564 1645 1640 1749 1727 1987
945	825 1030	325	605 680	1210 1360	335	243	648	630 700	521	6	728	1987 2267 2652 2719 2967 2699
755	840	325	605	1210	378	280	570	700	521	6	877	1853 1985 1982 2157 2437 2783 2953 3273
945	1030		680	1360								
755	840	325	605	1210	435	335	770	750	521	6	1157	2122 2118 2224 2361 2686
1080	1190	435	800	1600	482	372	900	785	621	6	1514	2416 2506 3066 2877
1080	1190	435	800	1600	433	320	540	785	621	6	1784	4452 4922
755	840	435	605	1210	435	335	770	750	521	6	1157	2421 2801
945	1030	325	680	1360								3270 3053 3613
Не агрегатируется											1554	—

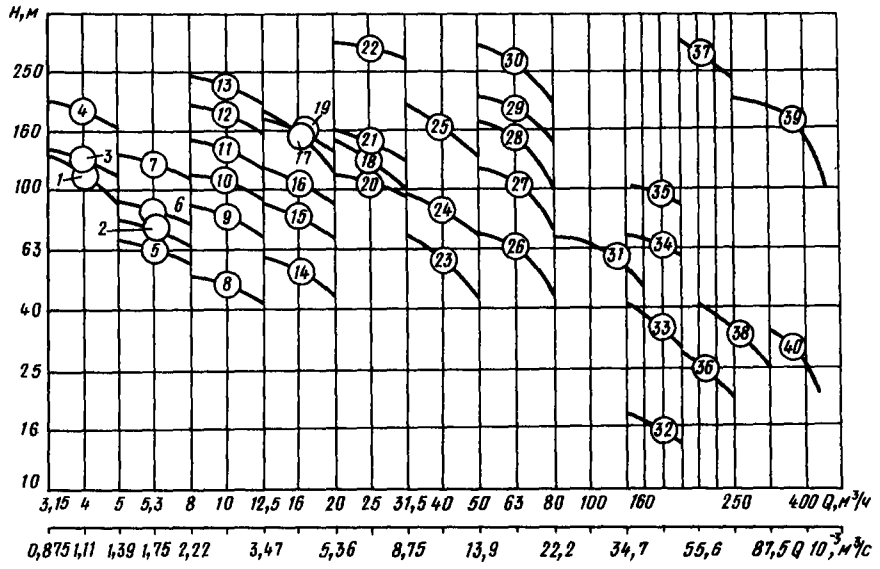
Таблица 2

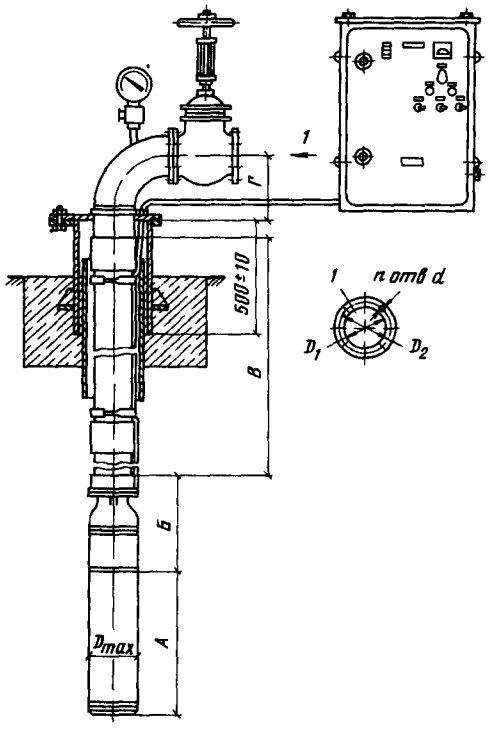
Марка насоса	Всасывающий патрубок (поз 1)					Нагнетательный патрубок (поз 2)				
	D	D_1	D_2	d	n	D_3	D_4	D_5	d_1	n
	мм					мм				
Д200-95	150	225	260	18	8	100	180	215	18	8
Д200-36	150	225	260			125	200	235		
Д320-70	200	280	315			150	225	260		
Д320-50	200	280	315			150	225	260		
Д500-36	250	335	405	27	12	200	295	335	23	12
Д630-90										
Д800-28	350	460	500	23	16	300	400	440	27	16
Д1250-65										
Д500-65	250	350	370	23	12	150	240	280	23	8
Д800-57	300	370	440	23	12	250	350	390	23	12
Д1000-40	400	525	580	27	16	350	470	520	27	16
Д1250-125	350	470	520	27	16	200	295	335	23	12
Д1600-90	400	525	580	27	16	350	470	520	27	16

ПРИЛОЖЕНИЕ VII. СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ Q—H НАСОСОВ ТИПА В (ГОСТ 19740—74)

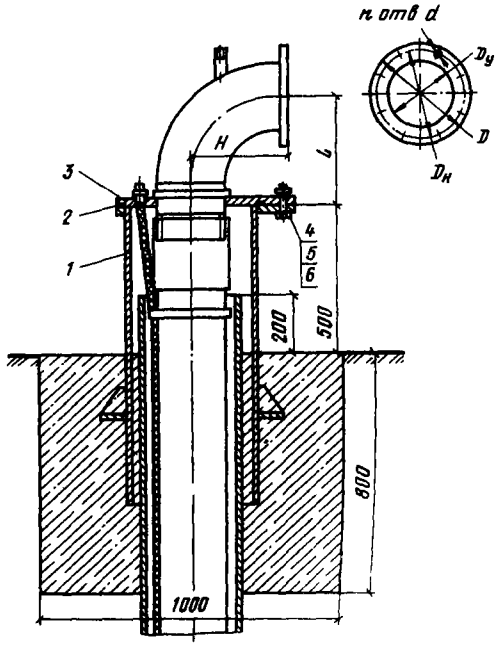


ПРИЛОЖЕНИЕ VIII. СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ Q—H НАСОСОВ ТИПА ЭЦВ (ГОСТ 10428—79)





Эскиз к приложению IX



Эскиз к приложению X

ПРИЛОЖЕНИЕ IX. ГАБАРИТНЫЕ И ПРИСОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ РАЗМЕРЫ, ММ, И ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЭЛЕКТРОНАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Марка насоса (позиция на эскизе)	*А*	*Б*	*В*	*Г*	D_1	D_2	$D_{макс}$	*d*	*n*	Герметический оголовок	Водоподъемный трубопровод	Система управления
	мм											
ЭЦВ5-4-125 (*1*)	825	1062	140 000	—	—	114	114	—	—	—	Труба УМК-40	
ЭЦВ5-6,3-80 (*2*)	825	815	90 000									САУНА 2,8-1-1-1-У2
1ЭЦВ6-4-130 (*3*)	690	964	130 000							ОГ-50		САУНА 4,5-1-1-1-У2
1ЭЦВ6-4-190 (*4*)	740	1251	190 000							ОГ-51		САУНА 2-1-1-1-У2
3ЭЦВ-6-6,3-60 (*5*)	650	700	66 000									САУНА 2,8-1-1-1-У2
3ЭЦВ6-6,3-85 (*6*)	690	850	90 000									САУНА 4,5-1-1-1-У2
4ЭЦВ6-6,3-85 (*6*)	690	744	85 000									САУНА 2,8-1-1-1-У2
4ЭЦВ6-6,3-125 (*7*)	740	920	125 000									САУНА 4,5-1-1-1-У2
3ЭЦВ6-6,3-125 (*7*)	740	1170	126 000	140	50	125	145	17	4	ОГ-50	Труба 60×5Д	САУНА 2,8-1-1-1-У2
1ЭЦВ6-10-50 (*8*)	690	656	50 000									САУНА 4,5-1-1-1-У2
1ЭЦВ6-10-80 (*9*)	740	820	78 000									САУНА 5,5-1-1-1-У2
1ЭЦВ-10-110 (*10*)	780	920	110 000									САУНА 8-1-1-1-У2
1ЭЦВ6-10-140 (*11*)	890	1060	140 000									САУНА 11-1-1-1-У2
1ЭЦВ6-10-185 (*12*)	890	1384	185 000							ОГ-51		САУНА 2,8-1-1-1-У2
ЭЦВ6-10-235 (*13*)	970	1714	235 000								Труба 73×5,5Д	САУНА 5,5-1-1-1-У2
3ЭЦВ6-16-50 (*14*)	740	750	48 000	180								САУНА СУ-8М
3ЭЦВ-6-16-75 (*15*)	780	920	72 000	—								САУНА СУ-8
1ЭЦВ6-16-75Г (*15*)	780	860	75 000	298	80	160		18				
1ЭЦВ6-16-110Г (*16*)	890	970	110 000	298								
ЭЦВ6-16-160ХТрГ (*17*)	1236	1442	160 000	220							Труба 89×6,5	САУНА 16-1-1-1-У2

Марка насоса (позиция на эскизе)	*А*	*Б*	*В*	*Г*	D_1	D_2	$D_{макс}$	*d*	*n*	Герметический оголовок	Водоподъемный трубопровод	Система управления
	мм											
ЭЦВ6-25-140ХГ (*18*)	1466	1825	134 000	220	80	160	145	18	8	ОГ-51	Труба 89×6,5	САУНА 16-1-1-1-У2
ЭЦВ6-25-140ХТрГ (*18*)	1466	1825	134 000	220								
3ЭЦВ8-16Х140 (*19*)	867	898	140 000	180			186			ОГ-82		САУНА-11-1-1-1-У2
ЭЦВ8-25-100 (*20*)	897	935	100 000	180								
1ЭЦВ8-25-100 (*20*)	870	935	100 000	200								
2ЭЦВ8-25-100 (*20*)	923	899	107 500	200								
2ЭЦВ8-25-150 (*21*)	980	1121	150 000	200						ОГ-81		САУНА 16-1-1-1-У2
1ЭЦВ8-25-150ХТрГ (*21*)	1219	1208	156 000	180						—		САУНА 22-1-1-1-У2
ЭЦВ8-25-300А (*22*)	1385	2570	235 000	—								САУНА 32-1-1-1-У2
ЭЦВ8-40-60 (*23*)	870	760	60 000	180						ОГ-100	Труба 114×7Д	САУНА 11-1-1-1-У2
1ЭЦВ8-40-60 (*23*)	1053	545	60 000	180								САУНА 16-1-1-1-У2
1ЭЦВ8-40-90 (*24*)	1106	875	90 000	215								САУНА 32-1-1-1-У2
ЭЦВ8-40-180 (*25*)	1385	1720	180 000	215								
2ЭЦВ10-63-65 (*26*)	975	643	65 000	215	100	180	235			ОГ-101		САУНА 22-1-1-1-У2
2ЭЦВ10-63-110 (*27*)	1060	911	110 000	215								САУНА 32-1-1-1-У2
2ЭЦВ10-63-150 (*28*)	1230	1051	150 000	215						ОГ-102		САУНА 45-1-1-1-У2
1ЭЦВ10-63-180 (*29*)	1230	1270	150 000	215								САУНА 45-1-1-1-У2
1ЭЦВ10-63-270 (*30*)	1685	1550	270 000									САУНА 65-1-1-1-У2
ЭЦВ10-120-60 (*31*)	1330	820	65 000	295	150	240		23		ОГ-150	Труба 133×6Д	САУНА 32-1-1-1-У2
1ЭЦВ10-120-60 (*31*)	1340	690	72 000								Труба 168×6д	

Продолжение прил. IX

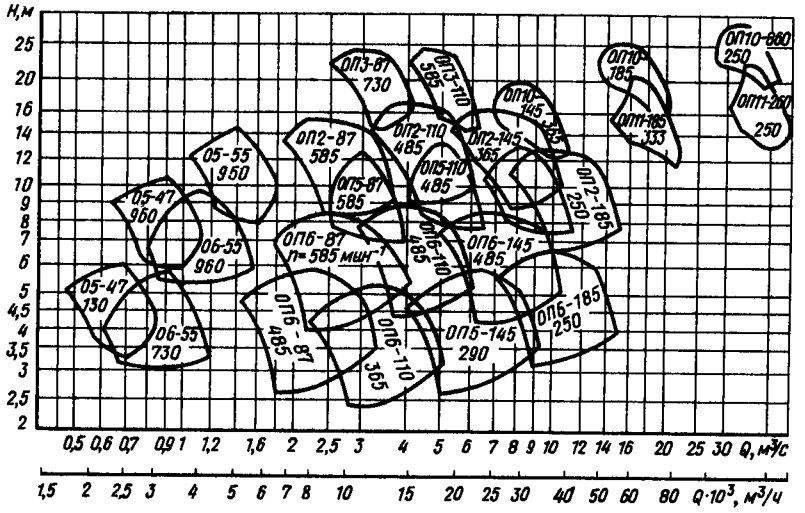
Марка насоса (позиция на эскизе)	*А*	*Б*	*В*	*Г*	D_1	D_2	$D_{макс}$	*d*	*n*	Герметический оголовок	Водоподъемный трубопровод	Система управления
	мм											
ЭЦВ10-160-15Г (*32*)	1260	518	13 500	295	150	240	235	23	18	—	Труба 168×6Д	САУНА 11-1-1-1-У2
												САУНА 22-1-1-1-У2
ЭЦВ10-160-35Г (*33*)	1230	640	31 500				281			ОГ-150		САУНА 45-1-1-1-У2
ЭЦВ12-160-65 (*34*)	1050	950	65 000									
1ЭЦВ12-160-65 (*34*)	1030	881	65 000									САУНА 65-1-1-1-У2
1ЭЦВ12-160-100 (*35*)	1100	1057	100 000									
1ЭЦВ12-210-25 (*36*)	990	426	22 500	360						—	Труба 219×6	САУНА 22-1-1-1-У2
2ЭЦВ12-255-30Г (*38*)	1180	420	27 000		200	295						
2ЭЦВ12-375-30Г (*39*)	1245	510	27 000									САУНА 32-1-1-1-У2
ЭЦВ12-375Х30ХТр(*39*)	1430	839	30 000								Труба 194×6Д	САУНА 45-1-1-1-У2
ЭЦВ14-210-300Х (*37*)	2801	2494	300 000				330				Труба 168×9Д	КУПНА 80-2ЭА2-У1
ЭЦВ16-375-175Х (*40*)	2801	2440	174 000				358				Труба 219×95Д	

Примечание Допускается замена станций управления типа САУНА на станции типа КАСКАД по мере освоения последних

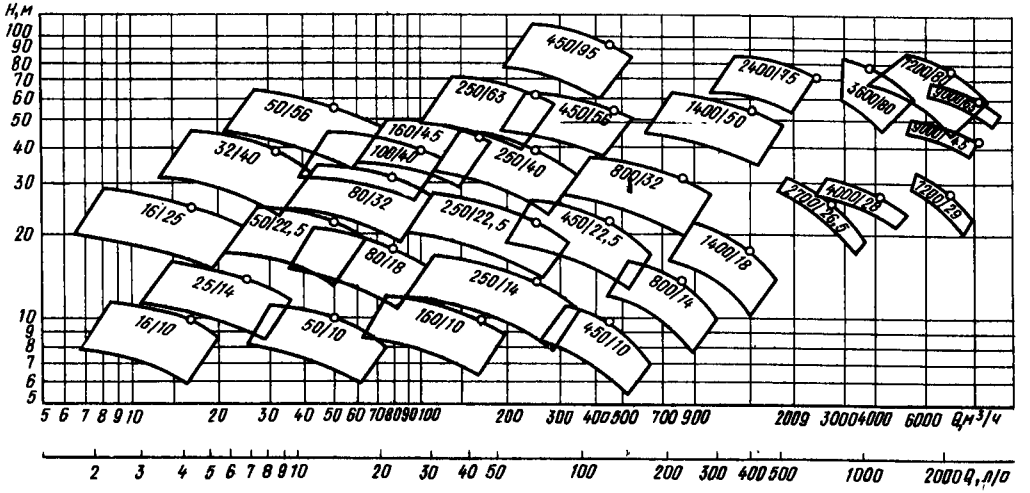
ПРИЛОЖЕНИЕ X. ГЕРМЕТИЧНЫЕ ОГОЛОВКИ

Марка оголовка	D_y	H	L	$D_н$	D	d	n	Патрубок устьевой (поз *1*)	Кольцо ГОСТ 9833—73 (поз *2*)	Плита опорная (поз *3*)	Болт (поз *4*)	Шайба ГОСТ 6402—70 (поз *5*)	Гайка ГОСТ 5915—70 (поз *6*)
	мм							количество					
								1	1	1	4	4	4
ОГ-40	40	85	115	145	110	18	4	ОГ-40-1	270-280-58-2-2	ОГ-40-3	М16×45. 48.029	16.65Г. 0230	М16.5.029
ОГ-50 ОГ-51	50	105	140	160	125			ОГ-50-1	350-360-58-2-2	ОГ-50-3 ОГ-51-3	М16×55 48.029		
ОГ-80 ОГ-81 ОГ-82	80	166	205	195	160					ОГ-80-3 ОГ-81-3 ОГ-82-3			
ОГ-100 ОГ-101 ОГ-102	100	156	215	215	180		8	ОГ-100-1	450-460-58-2-2	ОГ-100-3 ОГ-101-3 ОГ-102-3	М16×65.48.029		
ОГ-150 ОГ-151	150	231	295	280	240	23				ОГ-150-3 ОГ-151-3			
ОГ-200 ОГ-201	200	308	360	335	295					ОГ-200-3 ОГ-201-3			

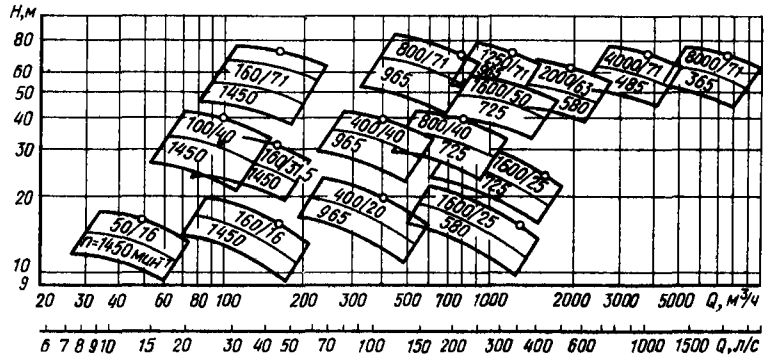
ПРИЛОЖЕНИЕ XI. СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ Q—H НАСОСОВ ТИПОВ О И ОП (ГОСТ 9366—80)



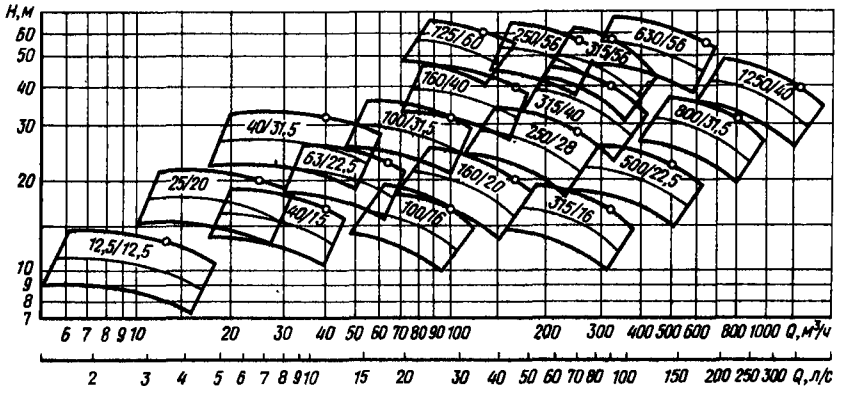
ПРИЛОЖЕНИЕ XII. СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ Q—H НАСОСОВ ТИПОВ СД И СДВ (ГОСТ 11379—80)



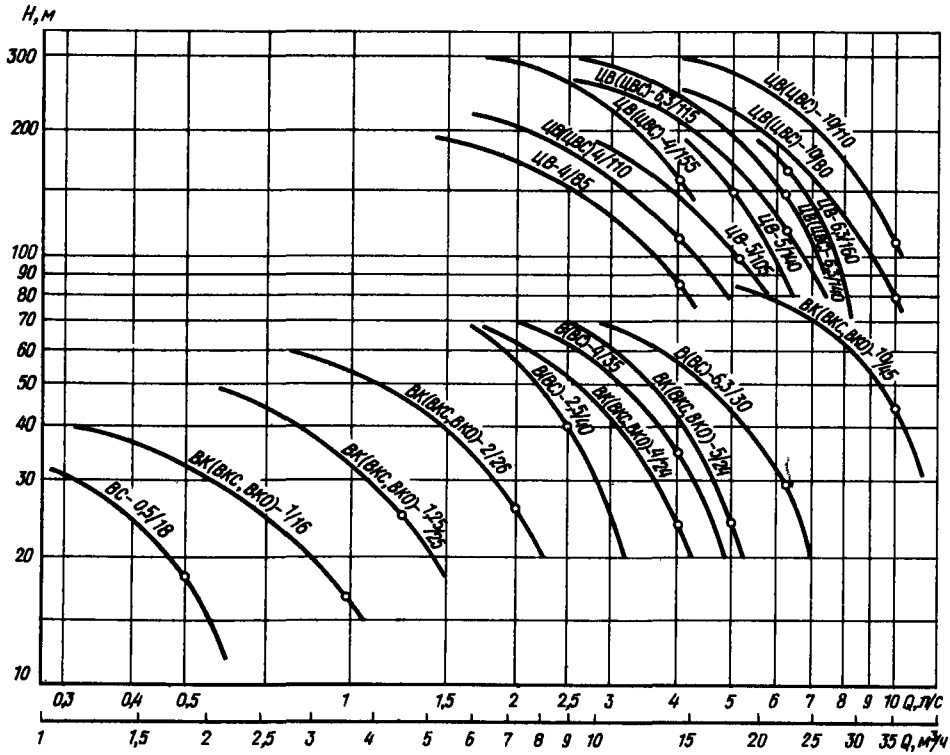
ПРИЛОЖЕНИЕ XIII. СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ Q—H НАСОСОВ ТИПА Гр (ГОСТ 17011—79)



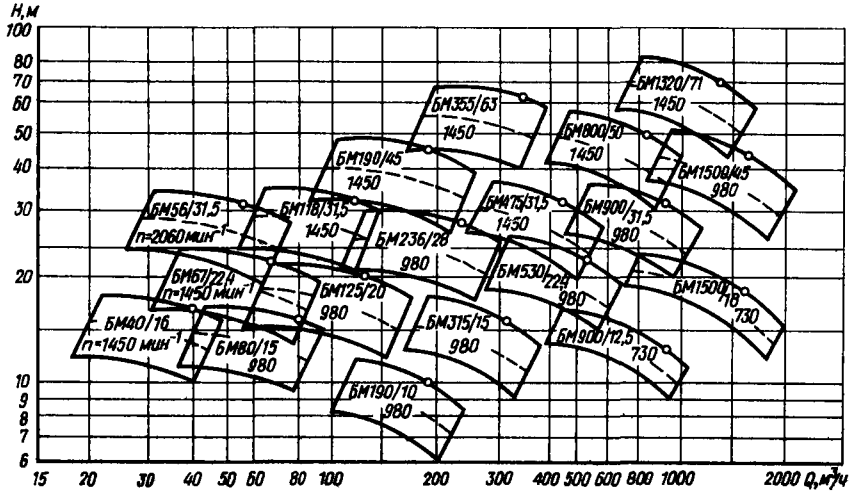
ПРИЛОЖЕНИЕ XIV. СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ Q—H НАСОСОВ ТИПА П (ГОСТ 8388—77)



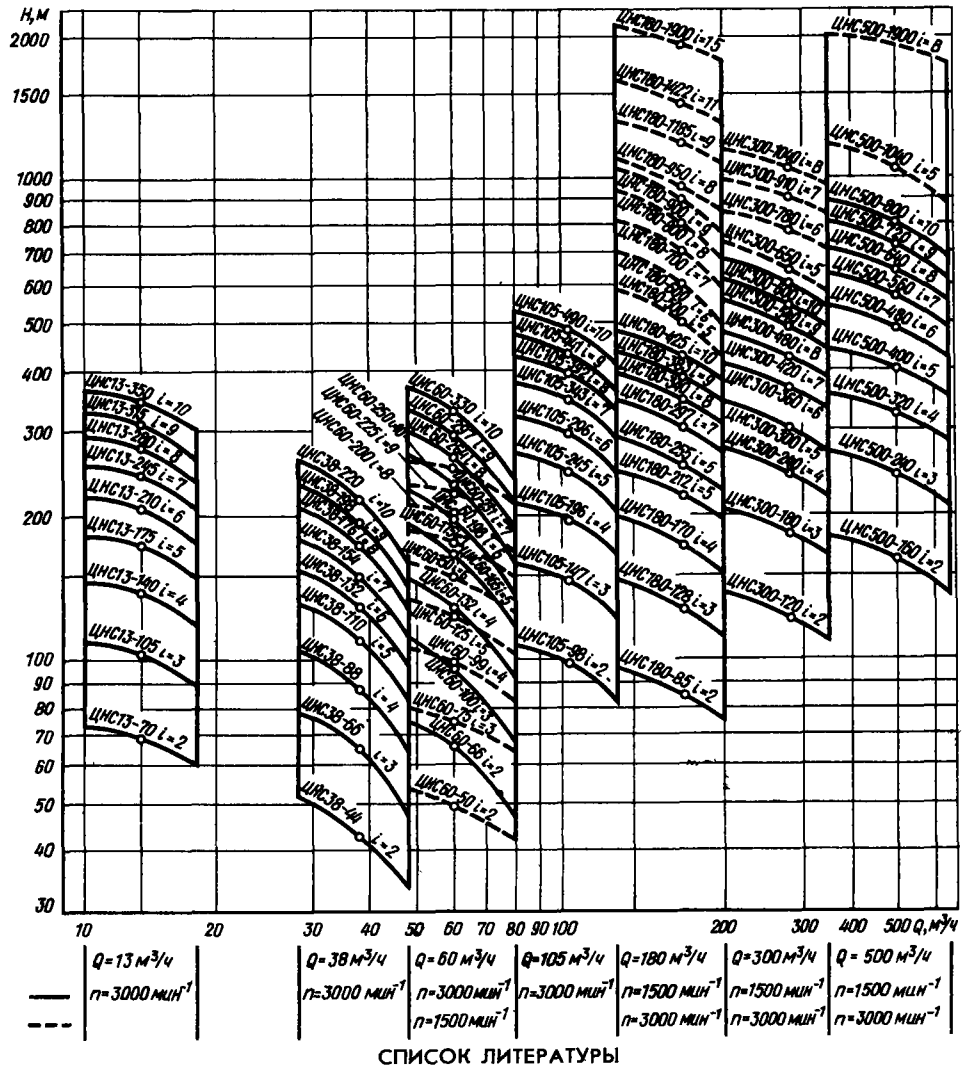
ПРИЛОЖЕНИЕ XV. СВОДНЫЙ ГРАФИК РАБОЧЕЙ ЧАСТИ ХАРАКТЕРИСТИК Q—H НАСОСОВ ТИПОВ ВК, ВС, ЦВ И ЦВС (ГОСТ 10392—80)



ПРИЛОЖЕНИЕ XVI. СВОДНЫЙ ГРАФИК ПОЛЕЙ Q—H НАСОСОВ ТИПА БМ



ПРИЛОЖЕНИЕ XVII. СВОДНЫЙ ГРАФИК РАБОЧЕЙ ЧАСТИ ХАРАКТЕРИСТИК Q—H НАСОСОВ ТИПА ЦНС (ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ ТИПА ЦНГС АНАЛОГИЧНЫ ХАРАКТЕРИСТИКАМ НАСОСОВ ЦНС ДЛЯ ТЕХ ЖЕ ПАРАМЕТРОВ; ГОСТ 10407—83)



СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Абрамов Н. Н. Надежность водопроводных сетей.— М.: Стройиздат, 1985.—231 с

Абрамов Н. Н. Водоснабженне: Учебник для вузов.—3-е изд.— М. Стройиздат, 1982 — 440 с.

Абрамов Н. Н., Поспелова М. М., Сомов М. А. и др. Расчет водопроводных сетей.—4-е изд — М., Стройиздат, 1983 — 278 с.

Канализация населенных мест и промышленных предприятий: Справочник проектировщика.— М.: Стройиздат, 1981.—638 с.

Карасев Б. В. Насосы и насосные станции — Минск: Высшая школа, 1979 —285 с

Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах.— М : Машиностроенне, 1975.—336 с.

Карелин В. Я. Изнашивание лопастных насосов.— М.: Машиностроение, 1983.—167 с.

Карелин В. Я., Новодережкин Р. А. Насосные станции гидротехнических систем — М : Энергия, 1980 —288 с

Карелин В. Я., Новодережкин Р. А. Насосные станции с центробежными насосами.— М.: Стройиздат, 1983.—204 с.

Лобачев П. В., Шевелев Ф. А. Расходомеры для систем водоснабжения и канализации.— М · Стройиздат, 1976 — 304 с.

Лобачев П. В. Насосы и насосные станции.— М.: Стройиздат, 1983.—192 с.

Лопастные насосы/Под ред Л. П. Грянко и А. Н. Папира — Л : Машиностроение, 1975 —430 с.

Москвитин Б. А., Мироичик Г. М., Москвитин А. С. Оборудование водопроводных и канализационных сооружений.— М.: Стройиздат, 1984.—192 с.

Насосы. Справочное пособие. Пер. с нем

В. В. Малюшенко, М. К. Бобка.— М Машиностроение, 1979.—503 с.

Насосы общего назначения типа К. Каталог.— М.: Изд. Цинтнхимнефтемаш, 1977.— 30 с.

Насосы центробежные двустороннего входа Каталог — М.: Изд Цинтнхимнефтемаш, 1982.—24 с.

Оборудование водопроводно-канализационных сооружений: Справочник монтажника.— М.: Стройиздат, 1979.—430 с.

Попкович Г. С., Кузьмин А. А. Автоматизация систем водоснабжения и канализации —2-е изд.— М Стройиздат, 1983.— 146 с.

Правила технической эксплуатации систем водоснабжения и водоотведения населенных мест.— М.: Стройиздат, 1979.

Прозоров И. В., Минаев А. В., Николадзе Г. И. Гидравлика, водоснабжение и канализация городов.— М.: Высшая школа, 1975.—425 с

Канализация населенных мест и промышленных предприятий Справочник проектировщика.— М. Стройиздат, 1981 —638 с

Суреньянц С. Я. Эксплуатация водяных скважин.— М.: Стройиздат, 1976 —127 с.

Трубы, арматура и оборудование водопроводно-канализационных сооружений: Справочник по специальным работам.— М : Стройиздат, 1980.—576 с

Шифрин С. М. Экономика водопроводно-канализационного строительства и хозяйства — Л . Стройиздат, 1982.—205 с

Яковлев С. В., Карелин Я. А., Жуков А. И., Колобанов С. К. Канализация. Учебник для вузов —5-е изд — М · Стройиздат, 1976.— 632 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Автомодельность 35
Агрегат насосный 121, 176
— резервный 159
Аппарат выправляющий 10
— направляющий 49, 62
Аппаратура контрольно-измерительная 141

Б

Башня водонапорная 56, 64, 152
Бетононасос 110
Блок агрегатный 121, 256
Бронедиск 108

В

Вакуумметр 144
Вакуумнасос 94, 138
Вантуз 233
Вибрация 43
Водозабор 115, 116
Водомер 142
Воздуходувка 95, 99
Воздухосборник 93, 94
Втулка защитная 73, 88
Выключатель масляный 251
Выпуск грязевый 252
Вязкость жидкости 35

Г

Гидромуфта 60, 61, 87
Гипотеза о струйном течении 26
График водопотребления 153, 154, 155
— работы насосной станции 151

Д

Давление абсолютное 43
— атмосферное 22, 41
— избыточное 41
— критическое 42
— на входе в насос 21
— на поверхности лопасти 9, 32, 42
— насоса 22, 21, 96
— насыщенных паров 42, 44
Датчик 263
Движение жидкости потенциальное 28
— — турбулентное 49
— — установившееся 29

Диафрагма 143
Дробилка 225, 226

Е

Емкость аккумулирующая 151, 154, 217, 243

З

Задвижка 130, 132
Заливка насоса 99, 138
Запас кавитационный 46
— минимальный 46
— противопожарный 150
Затвор 130
— дисковый 133
— плоский 131
Зона кавитационная 43, 281

И

Изолятор 254
Ил активный 249

К

Кавитация 42, 280
Камера приемная 170
Канал межлопастный 8, 24, 30, 32, 91, 108
— переводной 27
Каскад 60
Клапан обратный 134
— шаровой 84
Класс надежности 159
Классификация насосов 6, 7, 20
Коллектор 74, 174, 175
Компрессор 94
Контррезервуар 150
Коэффициент быстроходности 37, 50
— готовности 279
— запаса 47, 129, 165, 164
— использования мощности 291
— мощности 164, 165
— подобия 34
— полезного действия 6, 13, 14, 15, 20, 23, 26, 52, 54, 66, 164, 288
— — — гидравлический 23, 33
— — — механический 23
— — — объемный 18, 23
— потерь 50, 57
— расхода 98
— стеснения 25, 26
Кран козловой 137
— мостовой 136
Кран-балка 136
Критерий подобия 34

М

Манометр 144, 265
Момент внешних сил 30
— динамического воздействия 30
— количества движения 29
Мощность 6
— насоса 23, 36, 37, 287
— электродвигателя 64, 164, 293
Муфта 73, 77
— электромагнитная 60, 62

Н

Напор 6, 9, 21, 22, 35, 37, 287
— всасывания избыточный 46
— манометрический 22
— насоса 22, 48, 53, 58, 228
— расчетный 155
— свободный 156
— статический 22, 155
— теоретический 29, 48
— требуемый 57
Насосы быстроходные 38
— винтовые 18, 103, 113
— вихревые 11, 100
— водокольцевые 93
— водоструйные 20, 98, 138
— грунтовые 106
— диагональные 10
Насосы диафрагменные 18, 110
— дозировочные 96
— лабиринтные 104
— лопастные 8, 20
— объемные 15, 20
— осевые 7, 9, 85
— песковые 108
— плунжерные 18
— поршневые 15, 16
— скважинные 80
— тихоходные 38
— фекальные 88
— химические 102
— центробежные 8
— — вертикальные 77
— — двустороннего входа 75
— консольные 72
— многоступенчатые 9, 79
— моноблочные 9
— шестеренные 18
— шнековые 22, 104

О

Область неустойчивой работы 51
Обтекание профиля 9, 33
Отвод 8, 84, 86
— лопастный 27
— спиральный 27
Отметка геодезическая 41, 163, 229
Отстойник 247

П

Пар 42
Парабола 49, 54
Параллелограмм скоростей 26
— подобия 34
Плотность жидкости 24, 94
Подача 6, 36, 48, 147, 286
— действительная 15, 53
— теоретическая 48
— рабочая 51
— расчетная 49
— средняя часовая 148
— суммарная 66
— фактическая 66
— эрлифта 14
Подобие геометрическое 33
— динамическое 34
— кинематическое 34
Подпор 22, 40

Подстанция трансформаторная 255
Подшипник 73, 76
Подъемник воздушный 21
Покрытие защитное 88
Поле скоростей 34
Помпаж 96
Потери гидравлические 22, 23, 32, 42, 49
— механическне 23, 49
— напора 57, 155, 228
— объемные 23, 49
— энергии 44, 49, 170
Правило параллелограмма 26
Предохранитель 254
Профиль 28
Пульсации давления 43

Р

Работа насосов параллельная 64, 65, 66, 67, 70
— — последовательная 68
Размеры машинного здания 179
Разъединитель 253
Растворонасос 109
Расход максимальный суточный 148
— электроэнергии 289
Регулирование работы насоса 59
— — — впуском воздуха 60
— — — изменением частоты вращения 60, 87
— — — перепуском жидкости 59
Режим водопотребления 150
— работы 42, 62, 147
— — критический 46
Режим работы неустановившийся 44, 55
Резервуар приемный 217, 247
Реле 264
Решетка профилей 28
— сороудерживающая 127, 128, 216, 220

С

Сальник 73, 88, 94, 102, 146
Сетка сороудерживающая 81, 127, 130
Сеть водопроводная 56
Сила внешняя 29
— осевая 73
— подъемная 11, 12
— тяжести 30
— центробежная 8, 11
Система автоматики 262
— дренажа 140
— осушения 140
— охлаждения 149
— технического водоснабжения 139, 235
Скорость абсолютная 24, 26, 49
— движения жидкости 21
— — смеси 14
— — поршня 16
— допустимая 129, 170, 176
— на бесконечности 29
Скорость относительная 24, 25
— переносная 24, 25
Слой пограничный 33
Сопло Вентури 143, 233
Сопротивление трубопровода 57, 58
Срезка рабочего колеса 53
Станция автоматического управления 269
— аэрации 95
— насосная 7, 41, 63
— — водопроводная 115, 165
— — — второго подъема 114, 117, 150, 156, 160
— — — первого подъема 87, 114, 148, 155, 166, 188
— — — повысительная 114, 118, 205
— — — циркуляционная 114, 118, 206
— — канализационная 120
— — — главная 114, 200
— — — районная 115, 212
— — передвижная 209
Схема автоматического управления 266
— электрических соединений 254

Т

Таль 136
Теорема Бернулли 39
— Жуковского 9
— об изменении моментов количества движения 29
Теория подобия 33
Точка режимная 51, 54, 55, 56, 64, 66
Траектория движения 24
Трансформатор измерительный 254
— силовой 251
Треугольник скоростей 28
Труба всасывающая 41, 174
Трубопровод всасывающий 8, 27, 58, 169, 230
— напорный 9, 21, 57, 81, 174, 230

У

Угол атаки 42
— между направлением абсолютной и переносной скоростей 26
— наклона шнека 14
— поворота кривошипа 16
— установки лопастей 10, 34
Удар гидравлический 43
Уплотнение гидравлическое 73, 102
— колеса 73, 78
Уравнение Бернулли 12, 21, 22
— неразрывности 25
— Эйлера 25
Уровень свободной поверхности 40, 42
Условие радиального входа 31
Установка насосных агрегатов 182, 183, 230
Устройство распределительное 257

Ф

Формула Ломакина 36
— Муди 54
— Руднева 47
— пересчета 35, 36
Форсунки 13
Фундамент 182

Х

Характеристика водоисточника 63
— насоса 50
— — восходящая 51
— — крутопадающая 51
— — пологая 51
— — приведенная 66
— — рабочая 50
— —стабильная 51

— — теоретическая 48
— —универсальная 52, 86
— трубопровода 56
Хорда профиля 28

Ц

Циркуляция скорости 31

Ч

Части фасонные 147
Частота включения насоса 152
— вращения 36, 37, 47, 52, 287
— тока 60
Число лопастей конечное 33, 49
— ниток трубопровода 175
— Рейнольдса 34, 35
— решеток 223
— Струхаля 34
— устанавливаемых насосов 159
— Фруда 34
Число Эйлера 34

Ш

Шаг лопастей 26
Шероховатость поверхности 34, 36
Шины 254

Э

Эксплуатация насосных станций 273
Электродвигатель асинхронный 10, 60, 124
— многоскоростной 87
— постоянного тока 60
— синхронный 10, 125
Электрообогрев решеток 129
Энергия 13
— кинетическая 27
— механическая 24
— удельная 21
Эрлифт 14
Эрозия кавитационная 43, 281
Эффект осветления 287

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Введение 4

Раздел первый. Насосы . . . 6

Глава 1. Назначение, принцип действия и области применения насосов различных видов 6

§ 1. Основные параметры и классификация насосов 6
§ 2. Схемы устройства и принцип действия лопастных насосов 8
§ 3. Схемы устройства и принцип действия насосов трения 11
§ 4. Схемы устройства и принцип действия объемных насосов 15
§ 5. Достоинства и недостатки насосов различных типов 19

Глава 2. Рабочий процесс лопастных насосов 21

§ 6. Напор, развиваемый насосом . 21
§ 7. Мощность насоса и его коэффициент полезного действия 23
§ 8. Кинематика движения жидкости в рабочих органах насосов 25
§ 9. Основное уравнение насоса. Теоретический напор 29
§ 10. Влияние действительного характера движении жидкости в рабочем колесе насоса на значение теоретического напора 32
§ 11. Подобие насосов. Формулы пересчета и коэффициент быстроходности 33
§ 12. Высота всасывания насосов . . 39
§ 13. Кавитация в насосах. Допустимое значение высоты всасывания . . 42

Глава 3. Характеристики и режим работы лопастных насосов 47

§ 14. Теоретические характеристики насосов 47
§ 15. Способы получения характеристик насосов 50
§ 16. Изменение характеристик насосов при изменении частоты вращения и геометрических размеров рабочего колеса 52
§ 17. Неустановившиеся и переходные режимы работы насосов 55

Глава 4. Совместная работа насосов и сети 56

§ 18. Характеристика трубопровода и фактическая подача насоса . . . 56
§ 19 Регулирование работы насосов 59
§ 20. Влияние гидрологических характеристик водонсточника и конструктивных особенностей сети на режим работы насосов 63
§ 21. Параллельная работа насосов . 64
§ 22 Последовательная работа насосов 68
§ 23. Параллельная работа скважинных насосов 70

Глава 5. Конструкция насосов, применяемых для водоснабжения и канализации 72

§ 24. Центробежные консольные насосы 72
§ 25. Центробежные насосы двустороннего входа 75
§ 26 Центробежные вертикальные насосы 77
§ 27. Многоступенчатые центробежные насосы 79
§ 28. Скважинные насосы 80
§ 29. Осевые насосы 85
§ 30. Динамические насосы для сточных вод 87
§ 31. Водокольцевые насосы 93
§ 32. Воздуходувки 95
§ 33 Насосы-дозаторы 96
§ 34 Водоструйные насосы 98
§ 35. Специальные насосы . . . 100

Глава 6. Насосы, применяемые при производстве строительных работ . . 106

§ 36. Грунтовые насосы . . . 106

§ 37. Насосы центробежные песковые 108
§ 38. Растворонасосы . . . 109
§ 39. Бетононасосы 110
§ 40. Винтовые пневматические насосы для цемента 113

Раздел второй. Насосные станции 114

Глава 7. Типы насосных станций систем водоснабжения и канализации . 114

§ 41. Назначение насосных станций. Основные требования, предъявляемые к их сооружениям и оборудованию . . 114
§ 42. Принципиальные схемы насосных станций 115
§ 43. Типы насосных станций . . 120

Глава 8. Основное энергетическое и вспомогательное оборудование насосных станций 121

§ 44. Состав оборудования насосных станций 121
§ 45. Приводные двигатели насосов различных типов 123
§ 46. Сооружерживающие устройства 127
§ 47. Затворы, задвижки, клапаны 130
§ 48. Подъемно-транспортные механизмы 135
§ 49. Оборудование систем заливки насосов, технического водоснабжения, дренажа и осушения 138
§ 50. Контрольно-измерительная аппаратура насосных станций 141
§ 51. Трубы и фасонные части внутристанционных коммуникаций . . 145

Глава 9. Выбор основного оборудования насосных станций 147

§ 52. Требования к выбору расчетных режимов работы насосных станций 147
§ 53. Расчет режима работы насосных станций 148
§ 54. Особенности водохозяйственных расчетов промышленных насосных станций 155
§ 55. Определение расчетного напора 155
§ 56. Выбор типа и числа устанавливаемых насосов . . . 159
§ 57. Определение допустимой высоты всасывания и отметки заложения фундамента насосного агрегата 163
§ 58. Определение мощности приводного двигателя . . . 164

Глава 10. Водопроводные насосные станции 105

§ 59. Специфические особенности водопроводных насосных станций . . 105
§ 60. Основные конструктивные решения зданий насосных станций . . 166
§ 61. Всасывающие трубопроводы 169
§ 62. Напорные трубопроводы . 174
§ 63. Расположение насосных агрегатов и определение основных размеров здания насосной станции . 176
§ 64. Подземная часть здания насосной станции. Фундаменты и опорные конструкции 181
§ 65. Верхнее строение здания насосной станции 185

§ 66. Насосные станции I подъема 188
§ 67. Насосные станции II подъема 195
§ 68. Насосные станции и установки для забора подземных вод . . 199
§ 69. Повысительные насосные станции 205
§ 70. Циркуляционные насосные станции 206
§ 71. Передвижные насосные станции 209

Глава 11. Канализационные насосные станции 210

§ 72. Назначение канализационных насосных станций; их основные элементы 210
§ 73. Классификация канализационных насосных станций; схемы устройства 212
§ 74. Приемные резервуары канализационных насосных станций 217
§ 75. Расположение насосных агрегатов 228
§ 76. Особенности устройства всасывающих и напорных трубопроводов 230
§ 77. Водоснабжение канализационных насосных станций . . 233
§ 78. Конструкции канализационных насосных станций 235
§ 79. Специальные типы канализационных насосных станций 245

Глава 12. Электрическая часть насосных станций . . 249

§ 80. Оборудование электрического хозяйства насосных станций . 249
§ 81. Схемы электрических соединений 254
§ 82. Трансформаторные подстанции и распределительные устройства . 257

Глава 13. Автоматизация насосных станций 262

§ 83. Основные элементы систем автоматизации . . . 262
§ 84. Принципиальные схемы автоматического управления 266
§ 85. Схемы автоматизированных насосных установок и насосных станций 268

Глава 14. Эксплуатация насосных станций 273

§ 86. Основные положения правил технической эксплуатации насосных станций 273
§ 87. Параметры надежности эксплуатации и мероприятия по их повышению 276
§ 88. Износ оборудования насосных станций 280
§ 89. Профилактический и капитальный ремонт оборудования 284
§ 90. Натурные испытания агрегатов насосных станций . . . 286

Глава 15. Технико-экономические показатели насосных станций 288

§ 91. Удельные технико-экономические показатели и их определение . . 288
§ 92. Технико-экономическое сравнение вариантов проектируемой насосной станции 291
Приложения . 294
Список литературы 315
Предметный указатель . . . 316