

Данный файл представлен исключительно в ознакомительных целях.

Уважаемый читатель!

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

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

Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Дальневосточный государственный университет путей сообщения»

Кафедра «Гидравлика и водоснабжение»

Е. В. Сошников, О. В. Акимов, Ю. М. Акимова

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ. ИСПЫТАНИЕ НАСОСОВ

Практикум

Рекомендовано
Методическим советом ДВГУПС
в качестве учебного пособия

Хабаровск
Издательство ДВГУПС
2013

УДК 628.12(075.8)
ББК Н761.103.1я73
С 697

Рецензенты:

Кафедра «Гидравлика, водоснабжение и водоотведение» ТОГУ
(заведующий кафедрой доктор технических наук,
профессор *М. Н. Шевцов*)

Директор ООО «Дальневосточное предприятие «Росводоканал»»
кандидат технических наук, доцент
А. Д. Лернер

Сошников, Е. В.

С 697 Центробежные насосы. Испытание насосов : практикум /
Е. В. Сошников, О. В. Акимов, Ю. М. Акимова. – Хабаровск :
Изд-во ДВГУПС, 2013. – 82 с.

Практикум соответствует ФГОС ВПО по направлению 270800.62
«Строительство» (профиль «Водоснабжение и водоотведение»).

Рассмотрены: устройства различных водопроводных и канализацион-
ных центробежных насосов, методика и последовательность проведения
лабораторных работ по изучению конструкции насосов и их испытания.
Особое внимание уделено современным насосам отечественного и зару-
бежного производства.

Предназначен для студентов 2-го курса дневной и 3-го курса заоч-
ной форм обучения, изучающих дисциплину «Насосные и воздухоуд-
ные станции».

УДК 628.12(075.8)
ББК Н761.103.1я73

© ДВГУПС, 2013

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Насосные и воздухоудные станции» является одним из основных по направлению 270800.62 «Строительство» (профиль «Водоснабжение и водоотведение»). При его изучении студенты должны приобрести знания о конструкциях насосов, компрессоров и воздухоудов, параметрах их работы.

В последние годы в системах водоснабжения и водоотведения все больше применяются современные насосы с улучшенными конструкционными и эксплуатационными характеристиками. К сожалению, учебная и техническая литература не успевает за этими изменениями. В первой части практикума сделана попытка изменить эту ситуацию: показаны и описаны конструкции некоторых современных насосов отечественного и зарубежного производства.

Вторая часть практикума посвящена лабораторным исследованиям насосов. В отличие от традиционных натурных исследований, здесь описана методика проведения анимационных испытаний. Виртуальные исследования имеют целый ряд неоспоримых преимуществ, главным из которых является возможность имитировать испытание практически любых марок насосов. В натурных испытаниях исследуются только насосы, установленные на стенде. Другим достоинством анимационных технологий является возможность самостоятельного выполнения студентами лабораторных работ без участия преподавателя.

Анимационные лабораторные работы открывают значительные возможности для студентов заочной формы обучения. Общеизвестны сложности, связанные с выполнением студентами ИИФО именно лабораторного практикума. Самое важное для практических самостоятельных работ – своевременность, когда они сопровождают и иллюстрируют постепенно приобретаемые теоретические знания. Для студентов ИИФО главной проблемой становится выбор времени проведения лабораторного практикума: на установочной сессии, когда студенты еще не знакомы в достаточной мере с теоретическим материалом, выполнение практических работ будет формальным. На экзаменационной сессии такие работы будут запоздалыми. Кроме того, за период кратковременных сессий, когда на одну дисциплину отводится 2–3 дня, выполнить и оформить весь набор лабораторных исследований крайне сложно. Анимационные лабораторные работы могут быть выполнены студентом самостоятельно в любое удобное для него время.

В практикуме дана методика проведения лабораторных работ по исследованию конструкций и испытанию насосов, рекомендации по обработке и анализу полученных результатов.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Насос – гидравлическая машина, предназначенная для создания потока в жидкой среде за счет увеличения ее энергии. Все насосы работают по принципу преобразования механической или другого вида энергии в гидравлическую энергию жидкости, проходящей через них.

Насосный агрегат – насос и двигатель, соединенные между собой передаточным механизмом (муфтой).

Муфты бывают жесткие, эластичные, электрические, гидравлические. У жестких и упругих муфт коэффициент передачи равен 1. В качестве передаточного механизма может выступать редуктор, ременная или цепная передачи, коэффициент передачи которых не равен 1.

Насосная установка – насосный агрегат с установленной на нем измерительной аппаратурой и запорной арматурой. К измерительной аппаратуре относят: вакуумметр, манометр, термометр, пьезометр, тахометр.

Вакуумметр – прибор, предназначенный для измерения давления ниже атмосферного. Устанавливается на всасывающем трубопроводе насосной установки. Вакуумметр предназначен для измерения давления ниже атмосферного.

Манометр – прибор, предназначенный для измерения давления выше атмосферного. Устанавливается на напорном трубопроводе насосной установки.

Термометр – прибор, предназначенный для измерения температуры охлаждающей жидкости. Устанавливается в верхней части насосного агрегата.

Пьезометр – прибор, предназначенный для измерения напора в трубопроводе. Устанавливается на напорной линии насосной станции.

Тахометр – прибор, измеряющий частоту вращения вала насоса.

Насосная станция – комплекс гидротехнических сооружений и насосных установок, обеспечивающий бесперебойную подачу жидкости потребителю.

2. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ

Насосы являются одним из наиболее распространенных видов гидравлических машин.

По принципу действия, назначению и конструкции насосы можно подразделить на следующие основные группы:

□ *центробежные лопастные* насосы, в которых подача жидкости происходит за счет центробежной силы, возникающей при быстром вращении рабочего колеса, снабженного криволинейными лопатками;

□ *осевые* (пропеллерные) насосы, в которых перемещение жидкости происходит под действием лопаток рабочего лопастного колеса пропеллерного типа, жидкость движется вдоль оси вала;

❑ *поршневые и скальчатые насосы* – в них жидкость перемещается в корпусе при возвратно-поступательном воздействии поршня или скалки на жидкость;

❑ *воздушные водоподъемники (эрлифты)*, в которых для подъема жидкости используется энергия сжатого воздуха;

❑ *струйные насосы*, в которых для подачи жидкости используется энергия рабочей среды в виде воды, пара или газа;

❑ *гидравлический таран* – в нем для подъема жидкости используется энергия гидравлического удара, возникающего в клапанной коробке насоса.

В зависимости от принципа действия насосов их конструкции бывают весьма разнообразны.

Помимо водоснабжения и канализации городов, промышленных предприятий и электростанций, насосы находят широкое применение в следующих отраслях:

❑ *в котельных установках* – для подачи питательной воды в котлы и при теплофикации для подачи отработанной теплой воды в системы отопления (промышленных предприятий, домов, бань, и других объектов);

❑ *в сельском хозяйстве* – для подачи воды на нужды орошения, осушения, обводнения;

❑ *при производстве строительных работ* (гидромеханизация, водопонижение, откачка воды из котлованов, подача бетона и растворов на стройплощадки и др.);

❑ *для целей судоходства* (перекачка воды из нижнего бьефа шлюза в верхний);

❑ *в промышленности* – для перекачки различных растворов и технологических жидких продуктов;

❑ *при разработке торфа (гидроторф)*;

❑ *при разработке угля (гидрошахта)*;

❑ *при разработке руды и подаче руды и воды на поверхность, а также при рудничном водоотливе*;

❑ *в пищевой промышленности* – для перекачки молока, патоки, соков и пр.;

❑ *в рыбной промышленности* – для выгрузки рыбы из судов на берег и в других отраслях народного хозяйства.

Классификация насосов производится по ряду признаков: принципу действия, конструкции корпуса и рабочих органов, способам подвода и отвода воды, создаваемому напору, виду перекачиваемой среды и некоторым другим признакам.

Классификация насосов по основным признакам показана на рис. 1.

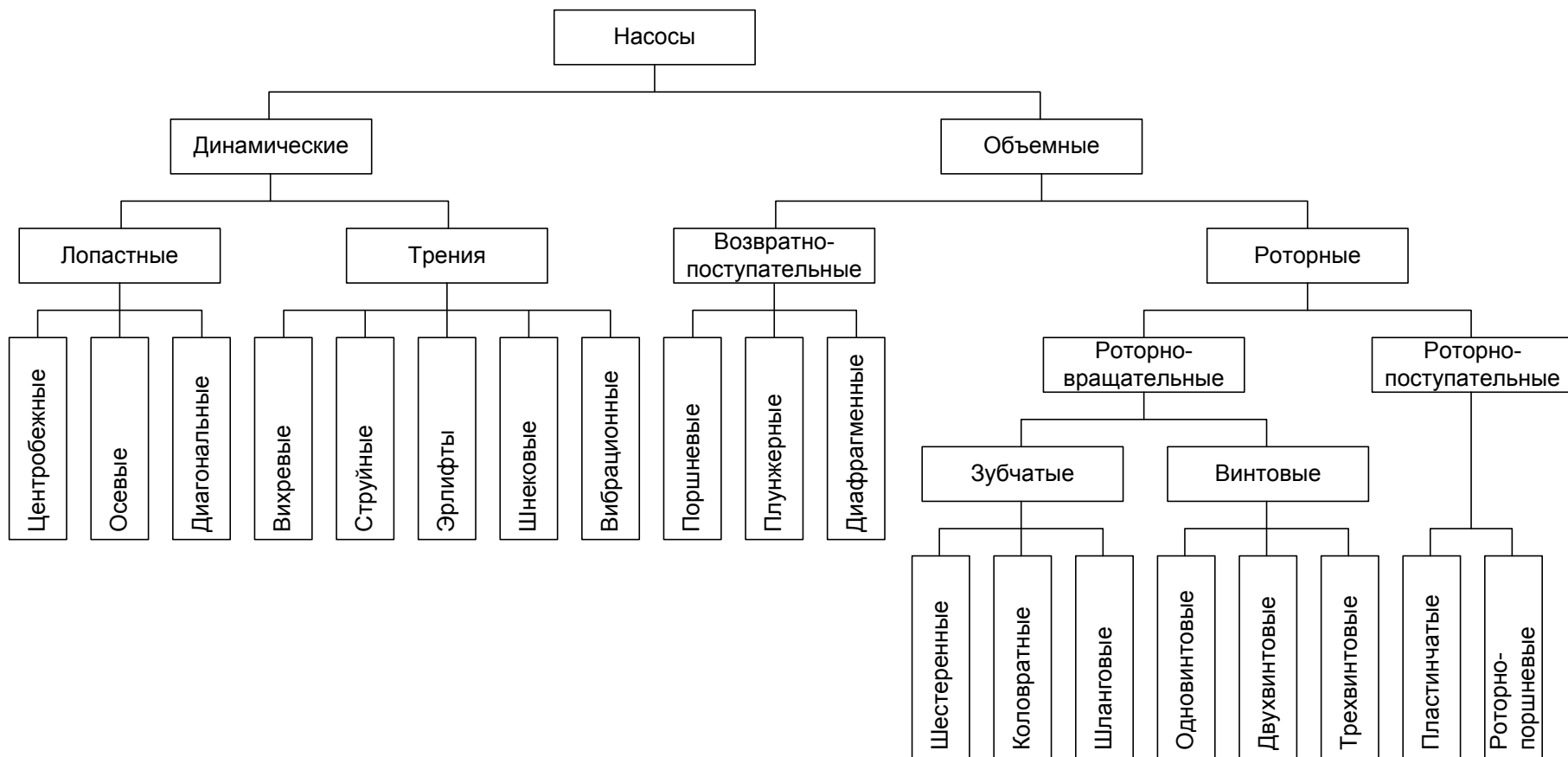


Рис. 1. Классификация насосов

В динамических насосах прирост энергии (напора) осуществляется за счет как статической (потенциальной), так и в значительной мере кинетической энергии (скоростного напора). В объемных насосах прирост энергии производится преимущественно за счет потенциальной энергии – сдвливания.

3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

В системах водоснабжения и водоотведения наибольшее применение получили центробежные насосы (рис. 2), являющиеся разновидностью насосов лопастных (рис. 3). Их отличает большая подача при высоких значениях напора и КПД. Все центробежные насосы работают на принципе использования центробежных сил при вращении рабочего колеса. Частицы жидкости, находящиеся в центре рабочего колеса, под действием центробежных сил движутся вдоль криволинейных лопаток и отбрасываются к корпусу насоса, затем по напорному каналу отводятся в напорный патрубок. В центре рабочего колеса создается пониженное давление (вакуум). Так как жидкость в водозаборном резервуаре обычно находится под атмосферным давлением, из-за образовавшейся разности давлений происходит ее всасывание в насос.

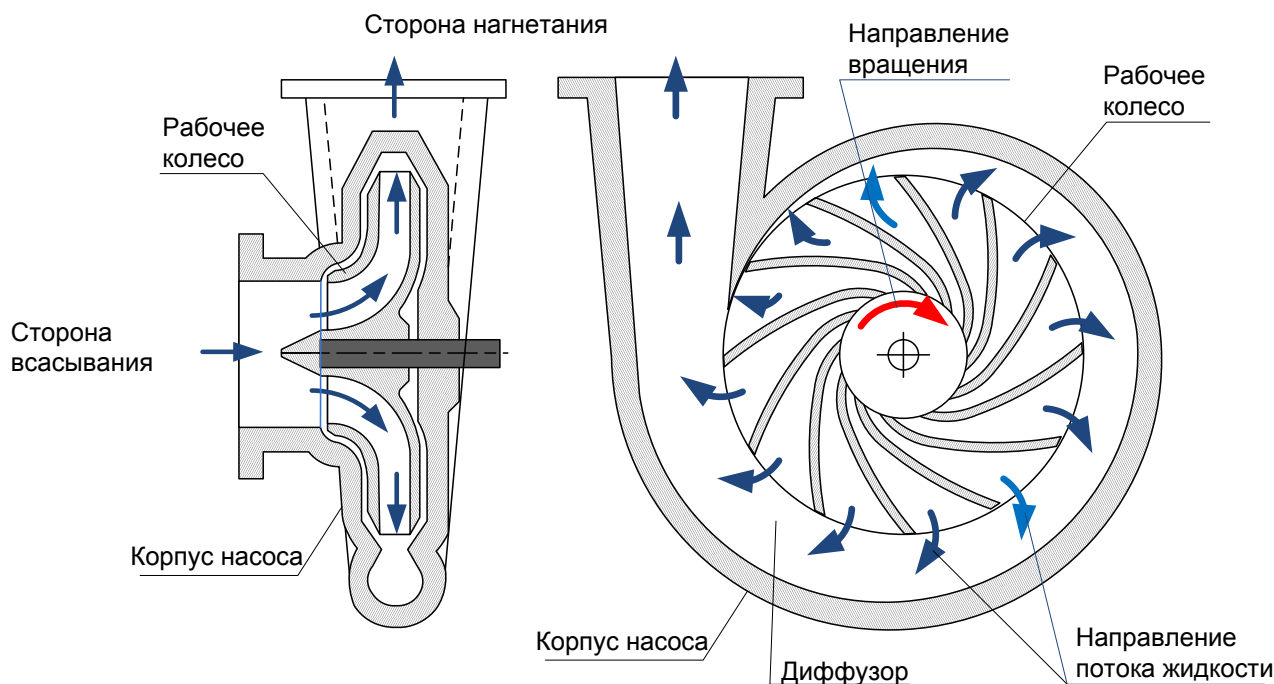


Рис. 2. Принципиальная схема движения воды в центробежном насосе



Рис. 3. Классификация лопастных насосов

Подвод воды в корпус производится одним или двумя (насосы двустороннего входа) потоками. Лопатки (лопасти) на рабочем колесе размещены с одной или с двух сторон. Вал насоса располагается горизонтально или вертикально (вертикальные насосы). Корпус имеет вертикальный или горизонтальный разъем. Передача крутящего момента от двигателя насосу производится ременной, цепной, зубчатой передачей или различными упругими и регулируемые муфтами (гидромуфтами, электромагнитными).

4. КОНСОЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Насосы типа К – горизонтальные, одноступенчатые, центробежные, консольного типа с рабочим колесом одностороннего входа (см. рис. 4). Эти насосы предназначены для подачи воды и других неагрессивных жидкостей с температурой до 105 °С и применяются во многих отраслях промышленности, на транспорте, в городском и сельском хозяйстве для небольших стационарных и передвижных установок. Насосы типа К широко применяются в качестве циркуляционных насосов в системе центрального отопления для водоснабжения школ, больниц, жилых домов, небольших предприятий и т.д.

Насосы типа К могут обеспечивать подачу от 4,5 до 360 м³/час при напоре от 8,8 до 98 м столба жидкости. Конструкция насоса типа К показана на рис. 5, 6.

Основные детали насосов типа К: корпус 1, крышка корпуса 5, рабочее колесо 2, вал насоса 6, и опорная стойка (станина) 9. Всасывающий патрубок 3 соосный, отлитый за одно целое с крышкой, напорный патрубок 4 расположен под углом 90° к оси насоса. В зависимости от условий монтажа и эксплуатации напорный патрубок может быть повернут вместе с корпусом на 90, 180 и 270°. Рабочее колесо закреплено шпонкой и гайкой 7 на валу насоса 6, который вращается в подшипниках 8. Уплотнение вала – сальниковое с гидравлическим уплотнением и охлаждением перекачиваемой жидкостью, просачивающейся через зазор между валом и корпусом насоса, или торцевое.



Рис. 4. Внешний вид насосных агрегатов с насосами типа К

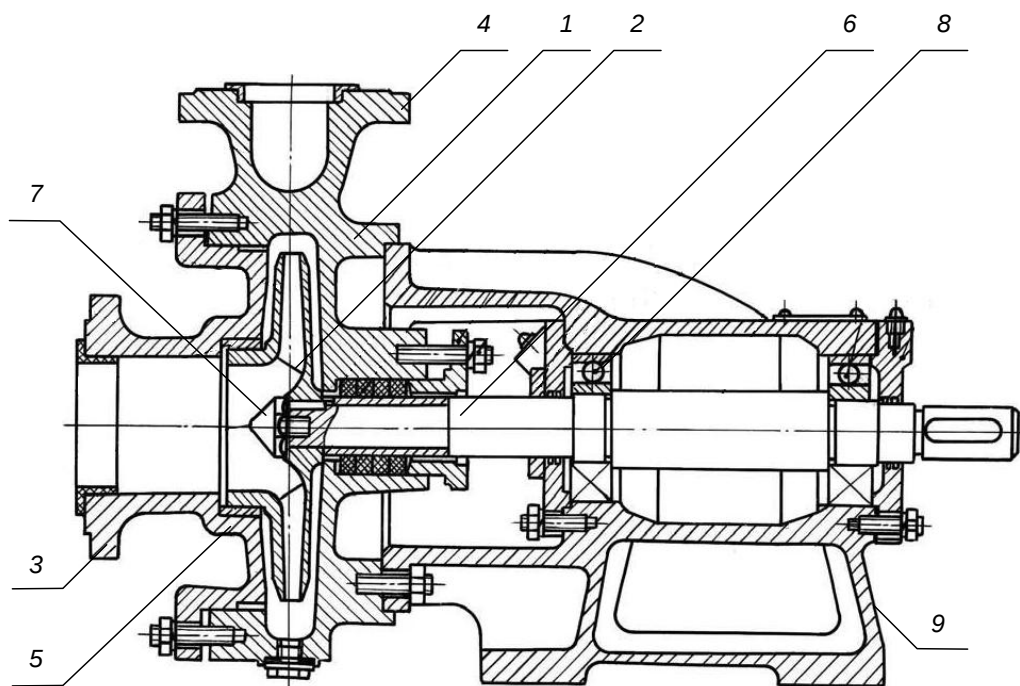


Рис. 5. Конструкция насоса типа К с сальниковым уплотнением вала

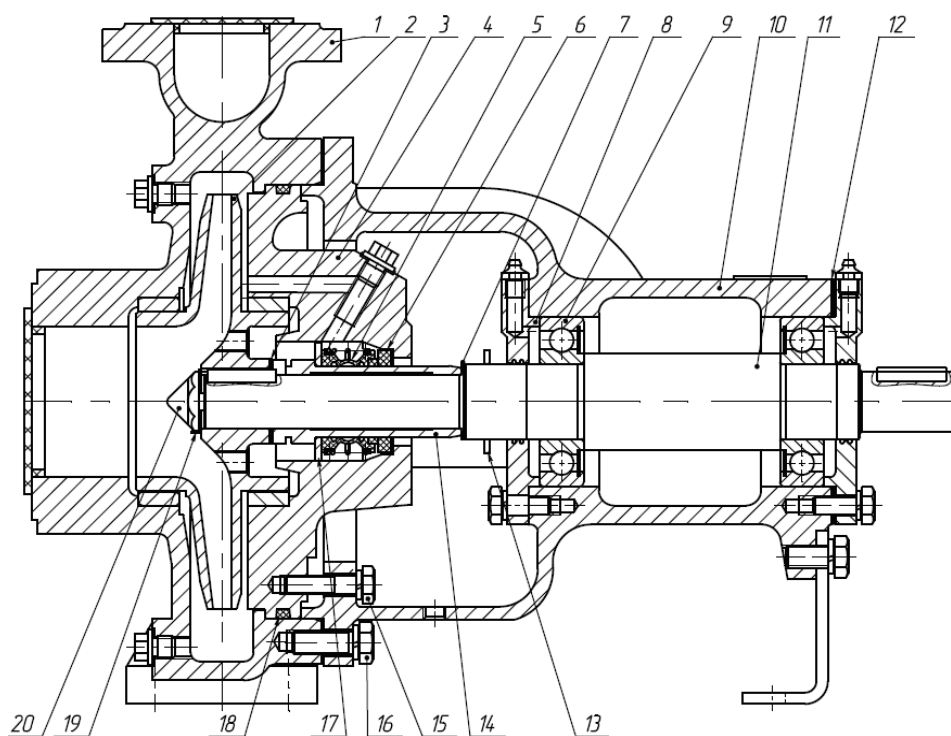


Рис. 6. Конструкция насоса К с торцевым уплотнением вала:
 1 – напорный патрубок; 2 – рабочее колесо; 3 – шпонка;
 4 – корпус; 5 – уплотняющая жидкость; 6 – торцевое уплотнение вала; 7 – упорная шайба; 8 – крышка подшипника;
 9 – подшипник качения; 10 – корпус подшипниковой камеры; 11 – вал; 12 – прокладка; 13 – упорное кольцо; 14 – втулка вала; 15, 16 – крепежно-регулирующие болты; 17 – упорное кольцо; 18 – уплотнение; 19 – крепление рабочего колеса; 20 – головка крепления

Корпус насоса представляет собой чугунную отливку улиткообразной формы, внутренняя полость которой выполнена в виде спирали с диффузорным каналом и напорным патрубком. Крышка с входным патрубком – чугунная.

Корпус и крышка разнимаются в вертикальной плоскости. В собранном виде эти две детали образуют внутреннюю полость для размещения рабочего колеса, подводящий канал и спиральный отводящий канал. В других насосах собственно корпус и крышка корпуса разделяются продольным разъемом в горизонтальной плоскости. Подводящий канал в таком корпусе имеет более сложную форму, а собственно корпус, кроме вышеуказанных функций, выполняет еще и роль опорной станины.

Подводящий канал корпуса насоса, или просто подвод, должен обеспечить равномерное распределение скоростей в поперечном сечении потока у входа во всасывающее отверстие рабочего колеса и минимальные гидравлические сопротивления течению жидкости. Наиболее употребительные подводы – прямоосный конфузор, кольцевой и полуспиральный подводы.

Прямоосный конфузорный подвод обычно применяют в насосах консольного типа, он представляет собой сходящийся конус (конфузор) в крышке корпуса.

Конус обладает способностью выравнивать распределение скоростей и отличается весьма небольшими гидравлическими сопротивлениями; поэтому рассматриваемый тип подвода жидкости к всасывающему отверстию колеса является наилучшим.

Отводящий канал корпуса насоса, или просто отвод, должен собрать жидкость, выбрасываемую из рабочего колеса, и уменьшить ее скорость, преобразовав при этом кинетическую энергию потока в потенциальную энергию давления с наименьшими гидравлическими потерями. Для выполнения указанных операций применяются следующие конструктивные формы отводов: спиральный отвод, отвод с направляющим аппаратом и кольцевой отвод (рис. 7).

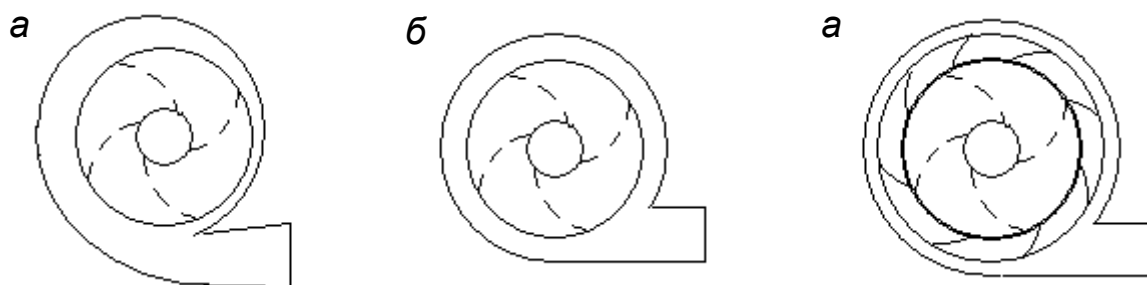


Рис. 7. Виды отвода воды от рабочего колеса: а – спиральный; б – кольцевой; в – с направляющим аппаратом

Спиральный отвод представляет собой постепенно расширяющийся канал улиткообразной формы, охватывающий все рабочее колесо по окружности выхода и переходящий в прямоосный диффузор у напорного патрубка.

Спиральные отводы вследствие простоты конструкции и высокого КПД получили широкое распространение не только в одноколесных насосах одностороннего и двустороннего всасывания, но и в многоступенчатых насосах спирального типа.

Кольцевой отвод применяют обычно в насосах, перекачивающих загрязненную жидкость.

Отвод с направляющим аппаратом (лопаточным отводом) используют в многоступенчатых насосах. Они представляют собой два кольцевых диска, между которыми расположены изогнутые лопатки. Изгиб лопаток в противоположную направлению изгиба лопастей рабочего колеса, за счет чего уменьшается вращательное движение жидкости. Это важно при подводе воды к следующему рабочему колесу (рис. 8)

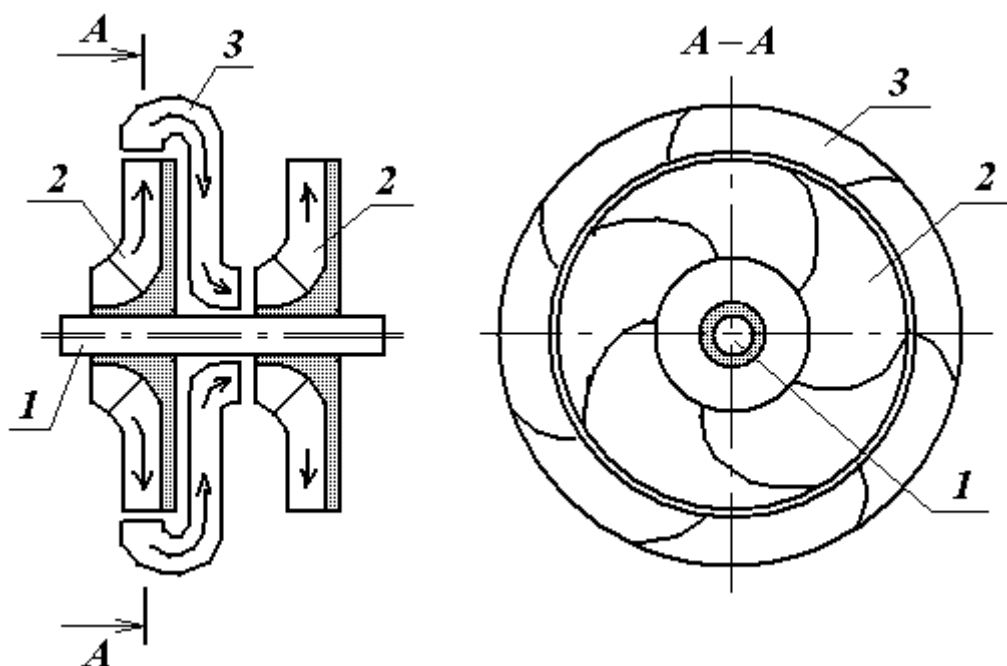


Рис. 8. Схема установки направляющего аппарата: 1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3 – направляющий аппарат

Корпус насоса обычно имеет отверстия:

- ❑ на всасывающем патрубке – для установки вакуумметра;
- ❑ на напорном патрубке – для установки манометра; в верхней части корпуса – имеется отверстие, закрытое пробкой, для присоединения вакуум-насоса с целью отсасывания воздуха из корпуса насоса и всасывающего трубопровода при пуске насоса;

- ❑ в нижней части корпуса – для его опорожнения (например, при ремонтных работах).

Рабочее колесо является важнейшей деталью насоса, так как оно непосредственно осуществляет силовое воздействие на протекающую жидкость и тем самым передает ей энергию двигателя. Рабочее колесо насоса типа К изображено на рис. 9. Рабочее колесо с односторонним входом жидкости обычно состоит из переднего (наружного) диска 1, заднего (внутреннего) диска 2 со ступицей 3 и криволинейных лопаток 4, расположенных между дисками. В ступице 3 прорезается шпоночная канавка. В центре переднего диска имеется отверстие для входа воды в рабочее колесо, задний диск – сплошной, в центре которого имеется втулка для посадки на вал.

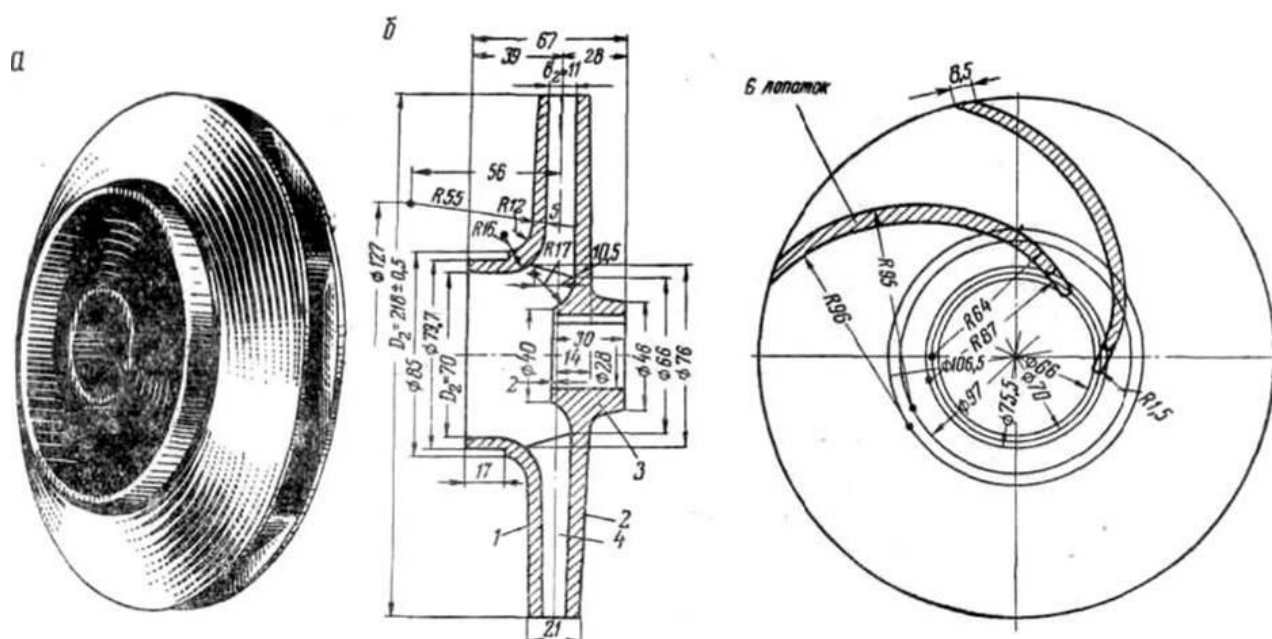


Рис. 9. Рабочее колесо насоса типа К: а – общий вид; б – чертеж рабочего колеса насоса К 90/55; 1 – передний диск; 2 – задний диск; 3 – ступица; 4 – лопатки

Ведущий диск у насосов типа К для разгрузки от осевых сил смещения, имеет несколько разгрузочных отверстий, через которые давление сбрасывается во всасывающую часть.

Рабочее колесо закрєплено на валу при допомогї шпонки и гайки 7 (см. рис. 5).

Для насосов малой производительности (ЦНШ-40, артезианские насосы и пр.) рабочие колеса с односторонним входом иногда не имеют наружного диска (колеса открытого типа см. рис. 10). В таких насосах корпус должен прилегать к лопаткам с минимально возможным зазором, но в эксплуатации указанное требование по разным причинам не вы-

держивается, и работа насосов, вследствие увеличения щелевых потерь, часто оказывается не экономичной. Это обстоятельство и является причиной ограниченного применения открытых колес в насосостроении.



Рис. 10. Открытое (слева) и закрытое рабочие колеса

К преимуществам насосов с закрытыми рабочими колесами следует отнести также наличие в их характеристиках пологой кривой мощности, при которой исключается перегрузка электродвигателей при всех практически возможных эксплуатационных режимах.

Лопатки рабочих колес центробежных насосов изогнуты назад по отношению к направлению вращения. Их входной край должен иметь закругление, а выходной – срез.

Число лопаток обычно колеблется от 6 до 8, но специальные насосы для загрязненных жидкостей с целью увеличения сечения каналов в колесе устраивают с меньшим числом лопаток (от 2 до 4 шт.).

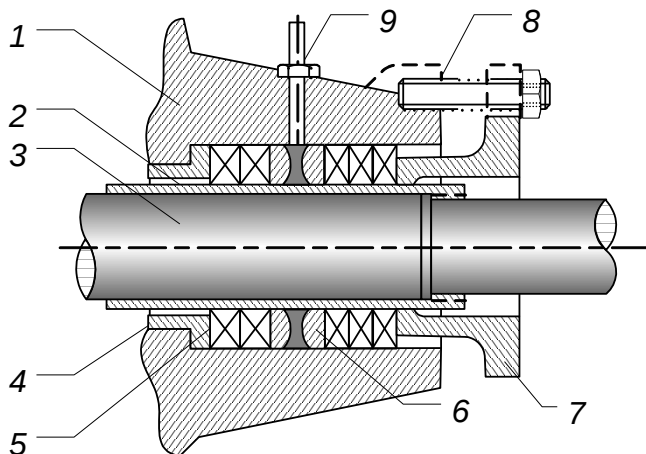


Рис. 11. Сальниковое уплотнение вала насоса: 1 – корпус сальника; 2 – защитная втулка; 3 – вал насоса; 4 – Т-образная втулка – грундбукса; 5 – сальниковая набивка; 6 – кольцо гидравлического уплотнения; 7 – крышка сальника; 8 – стяжной болт; 9 – патрубок подвода воды для охлаждения и уплотнения сальника

Сальниковое уплотнение служит для создания герметичности между вращающимся валом и корпусом насоса. Так как для подъема жидкости с нижних отметок корпуса насоса необходимо создать разрежение, за счёт которого будет подниматься жидкость, необходима герметичность корпуса. Сальниковое уплотнение (рис. 11) выполняется из хлопча-

тобумажного (асбестового) жгута круглого или квадратного сечения 5, пропитанного маслом (салом) и графитом.

В сальниках с принудительным охлаждением и уплотнением между хлопчатобумажными жгутами устанавливается кольцо гидравлического уплотнения в виде металлического кольца с отверстием 6, на которое подаётся жидкость по патрубку 9 для смачивания хлопчатобумажного жгута и создания тонкого слоя жидкости – гидравлического уплотнения. Для уплотнения сальника используется нажимная втулка – крышка сальника 7, которая при помощи двух шпилек (болтов) 8 поджимает сальниковое уплотнение. При этом необходимо следить за тем, чтобы не перекосить нажимную втулку.

Из-под крышки сальника вода по каплям может вытекать наружу, обеспечивая охлаждение сальника. Такое просачивание воды не только допустимо, но и обязательно. В зависимости от размера и конструкции насоса потери воды через сальник достигают 0,03–3 л в час. При длительной работе набивка сальника уплотняется и перестает плотно закрывать пространство между валом и корпусом. Поэтому гайки сальника надо периодически подтягивать. Если повторная подтяжка не дает необходимого уплотнения, то набивку необходимо сменить. Набивку сальника меняют через 200–500 ч работы, в зависимости от степени загрязнения жидкости.

Сальники на всасывающей стороне насоса не должны допускать засасывания воздуха внутрь насоса. Поэтому в таких сальниках, кроме перечисленных деталей, имеется еще гидравлический затвор. Он состоит из кольца двутаврового сечения, помещенного между кольцами набивки. К этому кольцу по трубке из напорной камеры насоса подводится жидкость под давлением. Образующееся жидкостное кольцо в сальнике препятствует проникновению воздуха внутрь насоса. Жидкость из кольца медленно, по каплям вытекает наружу и внутрь насоса, при этом происходит охлаждение сальника.

Некоторые типы сальников требуют подвод охлаждающей жидкости. Для этого вокруг сальниковой камеры устраивается полость, куда подводится и отводится охлаждающая вода.

Торцевые уплотнения валов имеют преимущества перед сальниковыми: более герметичные, более долговечные, не требуют постоянного ухода. Однако они требуют особо точного исполнения, тщательной подгонки и применения специальных материалов (например, карбид вольфрама, карбид кремния, керамика).

Зарубежные производители часто используют скользящие дисковые торцевые уплотнения.

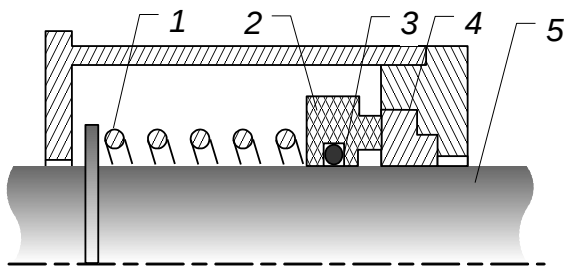


Рис. 12. Схема торцевого уплотнения: 1 – пружина; 2 – уплотнительное кольцо; 3 – резиновое кольцо; 4 – опорное кольцо; 5 – вал насоса

Один из возможных видов торцевого уплотнения показан на рис. 12. Уплотнение состоит из нагруженной пружины 1, уплотнительного кольца 2 из антифрикционного материала и контактирующего с ним по торцу опорного кольца 4. Одно из контактирующих колец крепится неподвижно на корпусе, другое – подвижное – крепится к валу 5. Уплотнение подвижного кольца производится резиновым (или из другого упруго-эластич-

ного материала) кольцом 4.

Уплотнение рабочих колес насоса. Ввиду различия давлений на выходе из рабочего колеса и у входа в него возникает возможность перетекания жидкости из отводного канала (через пространство между передним диском рабочего колеса и крышкой корпуса) в подводной канал насоса. Поэтому производительность насоса Q становится меньше производительности его рабочего колеса Q_K на величину утечки жидкости q . Отсюда объемный КПД центробежного насоса будет

$$\eta_{об} = \frac{Q - q}{Q}. \quad (1)$$

Увеличение объемного КПД центробежного насоса можно достичь уменьшением утечки жидкости. Для этого у входа в рабочее колесо делают уплотнение в виде небольшого зазора (около 0,25–0,3 мм) между колесом и корпусом. Стенки этого зазора изнашиваются довольно быстро из-за большой скорости течения в нем, и особенно при наличии в жидкости абразивных взвесей. Во избежание износа рабочих колес и корпуса устанавливают специальные сменные уплотнительные кольца, которые закрепляются на корпусе и на рабочем колесе и образуют необходимой величины уплотняющий зазор. Уплотнительные кольца изготовляют из материала, более стойкого, чем корпус и рабочее колесо насоса.

На рис. 13 показаны виды уплотнений рабочего колеса. Наиболее простым является плоское кольцевое уплотнение (рис. 13, а). Недостатком этой конструкции является то, что поток жидкости, вытекающий из щели с большой скоростью и имеющий направление, противоположное основному потоку жидкости во всасывающем отверстии колеса, может вызывать в нем неравномерное распределение скоростей. Поэтому плоские уплотняющие кольца применяют для колес быстроходных (т. е. низконапорных) центробежных насосов.

Более качественным следует считать угловое кольцевое уплотнение (рис. 13, б). В этом виде уплотнения выходной зазор значительно

больше входного, поэтому скорость на выходе из щели оказывается настолько малой, что не нарушает движения основного потока при входе на лопатки колеса. Это уплотнение применяется в средненапорных насосах.

При больших напорах, создаваемых колесом центробежного насоса, применяют так называемые лабиринтные уплотнения (рис. 13, в), отличающиеся наименьшим коэффициентом расхода и минимальными щелевыми утечками.

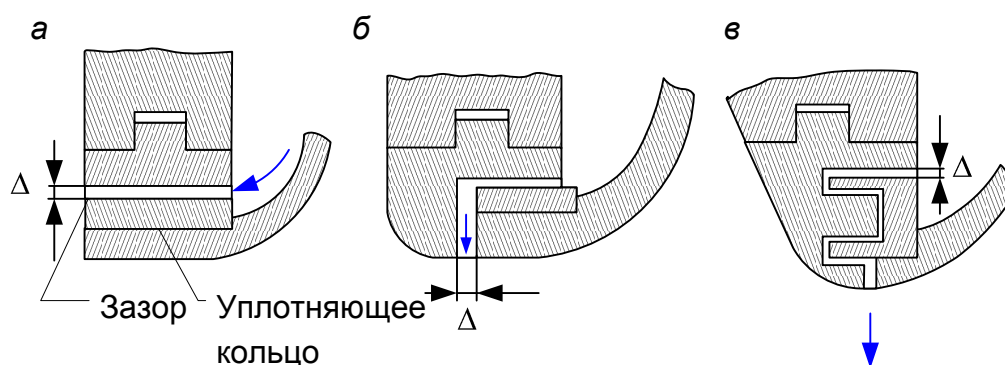


Рис. 13. Конструктивные формы уплотнений рабочего колеса центробежного насоса: а – плоское кольцевое уплотнение; б – угловое; в – лабиринтные уплотнения

Осевое давление и способы его разгрузки. Для уточнения понятия осевого давления рассмотрим центробежный насос консольного типа, схема которого представлена на рис. 14.

Отличительной особенностью подобных насосов, имеющих рабочие колеса с односторонним входом, является то, что во время их работы возникает осевое гидравлическое давление, которое направлено против движения жидкости во всасывающей патрубке насоса и стремится сдвинуть вал с рабочим колесом в эту сторону. Оно возникает вследствие отсутствия симметрии в рабочем колесе с односторонним входом. Действительно, пусть жидкость во входном отверстии рабочего колеса имеет давление p_1 (обычно меньше атмосферного), а по выходе из колеса, в отводящем канале, – давление p_2 больше атмосферного.

Ввиду большого свободного пространства между колесом и стенками корпуса (рис. 15) давление на каждую квадратную единицу наружной поверхности рабочих колес (в пространствах между корпусом и дисками)

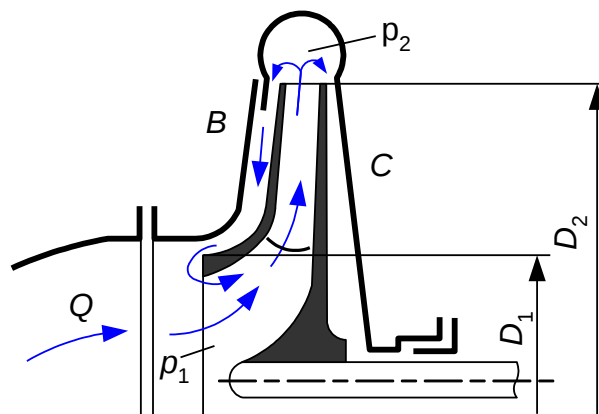


Рис. 14. Схема протекания воды в рабочем колесе и зазоре между колесом и крышкой корпуса

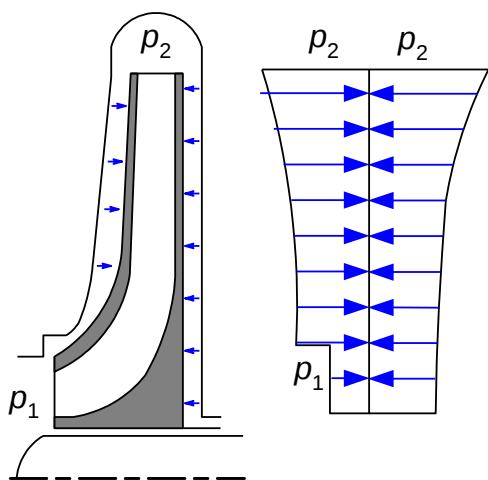


Рис 15. Схема распределения давления на диски рабочего колеса

можно принять одинаковыми равным p_2 . Но поскольку на входе на рабочее колесо давление слева меньше, чем на сам передний диск, то суммарная сила давления на передний и задний диски будут различными, что видно по эпюрам давлений на рис. 15.

На схеме видно, что давление на рабочее колесо в районе вала справа больше, чем давление слева. Результирующая сила равна разности площадей этих эпюр. Это и есть приближенная величина осевого давления на рабочее колесо. Оно направлено в данном случае справа налево, т. е. против движения жидкости, поступающей в колесо.

Для разгрузки осевого давления в одноколесных насосах используются различные способы, например, применение рабочих колес с двусторонним всасыванием (в насосах типа Д). Это наиболее эффективный прием разгрузки.

Для восприятия остаточных случайных осевых усилий применяют механические средства в виде шариковых или кольцевых пят (упорные подшипники) или установочных колец на валу насоса. При больших числах оборотов крупных насосов (больших окружных скоростях вала) устанавливают упорно-радиальные и радиальные глубококанавчатые подшипники. Применяются также установка второго кольцевого уплотнения с наружной стороны заднего диска колеса и устройство отверстий во втулке, вследствие чего выравнивается давление по обе стороны рабочего колеса. Суммарная площадь разгрузочных отверстий во втулке должна превышать площадь зазора не менее чем в 4 раза. При этом способе возможны также остаточные или случайные осевые усилия (появившиеся, например, в результате неодинакового износа уплотнительных колец), для восприятия которых требуется устройство упорных подшипников. Наличие разгрузочных отверстий в рабочем колесе насоса уменьшает его кпд на 4–6 % вследствие того, что щелевые утечки здесь происходят с двух сторон колеса.

Еще одним способом восприятия осевых усилий является устройство механических пят в виде упорных подшипников в опорной части насоса. Данный способ отличается не большой затратой мощности вследствие малого коэффициента трения таких подшипников.

Для многоступенчатых насосов секционного типа осевое усилие складывается из усилий каждого колеса, поэтому бывает значитель-

ным. Для восприятия этих усилий используются гидравлические пяты, закрепленные на валу насоса за последним рабочим колесом (рис. 16).

Жидкость из рабочего колеса 3 поступает через кольцевой зазор 2 в камеру А, а затем через торцевой зазор в камеру Б, которая соединена с входом на одно из рабочих колес. Так как давление в камере А значительно больше, чем в камере Б, на диск 1 пяты действует сила, разгружающая осевую силу ротора.

Вал и подшипники насоса являются весьма важными его деталями. Валы должны обладать большой прочностью и потому их изготавливают из марочных сталей. Вместе с тем валы требуют бережного отношения при сборке и разборке насосов, так как, несмотря на прочность, они легко теряют балансировку.

Вал насоса вращается в шарикоподшипниках 8, размещенных в опорной стойке (см. рис. 5). Смазка подшипников осуществляется жидким маслом, заливаемым в корпус опорной стойки.

Часть насосов типа К имеют одну внешнюю шарикоподшипниковую опору с густой смазкой и другую – внутреннюю, в виде бронзовой втулки, запрессованной в корпус насоса.

Смазка и охлаждение внутренней опоры осуществляется перекачиваемой жидкостью. С этой целью в корпусе имеется канал, соединяющий рабочую полость насоса с опорной втулкой.

Для защиты валов от истирания в сальниках и от коррозии служат сменные защитные втулки, надеваемые на вал. Колеса закрепляются на валу посредством шпонок и установочных гаек. Ротор насоса (вал с рабочими колесами в собранном виде) во избежание вибрации должен быть хорошо статически отбалансирован (для длинных роторов многоступенчатых насосов требуется еще и динамическая балансировка). На одном конце вала имеется полумуфта для соединения с валом двигателя или шкив для ременной передачи.

Для восприятия радиальных нагрузок ротора применяют подшипники скольжения или качения (шарикоподшипники, роликовые, игольчатые).

Шарикоподшипники применяются для роторов с небольшими окружными скоростями вала, поэтому их устанавливают на насосах типа К и Д, имеющих относительно небольшие диаметры вала и, следовательно, малые окружные скорости. Шарикоподшипники хорошо воспринимают как радиальные, так и осевые усилия, что особенно важно при вертикальном расположении вала. Большой недостаток шариковых подшипников состоит в том, что при их аварии возможно повреждение и самого

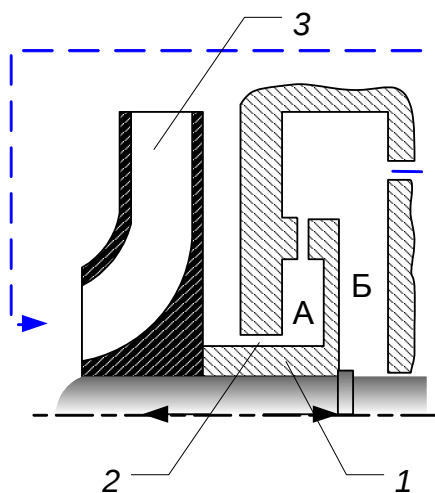


Рис. 16. Схема разгрузочной гидравлической пяты

ротора. Для уменьшения трения и предотвращения разрушения подшипников их смазывают консистентными (солидол, литол) смазками или жидкими – автол, турбинное масло. В этом случае для подшипников делается специальная камера (масленная ванна).

При больших нагрузках и окружных скоростях вала более 8 м/с необходимо искусственное охлаждение масла. В этом случае масло в подшипники подается специальным насосом под давлением. На выходе из подшипников масло пропускается через фильтр и охладитель, откуда оно поступает в емкость для дальнейшего употребления. Подобная принудительная циркуляция смазки имеется в крупных насосах типа Д и пропеллерных насосах. В крупных или специальных насосах, перекачивающих холодную воду, часто применяют резиновые, текстолитовые и другие подшипники с водяной смазкой.

Подшипники скольжения работают более спокойно, чем подшипники качения, поэтому все крупные насосы обычно изготавливают с подшипниками скольжения. Подшипники скольжения имеют чугунные вкладыши с баббитовой заливкой. Смазка масляная, чаще всего кольцевая. Подшипники с лигнофолевыми или резиновыми вкладышами смазываются чистой водой.

Упорные подшипники применяют редко, так как они не пригодны для работы на высоких окружных скоростях. Поэтому у крупных насосов для восприятия осевых усилий применяются пяты скольжения. Для фиксации вала в осевом направлении восприятия осевых давлений в малых и средних насосах ставят радиально-упорные шарикоподшипники.

Привод насоса К осуществляется электродвигателем через упругую муфту или с помощью шкива (для ременной или цепной передачи). Упругая муфта состоит из двух полумуфт (или сплошных дисков), входящих в соединение друг с другом при помощи пальцев или болтов с эластичными (обычно резиновыми) втулками.

Насосы типа К маркируются по-разному. Более старая маркировка предусматривает такие обозначения:

$$К\ Q/H,$$

где К – консольный; Q, H – соответственно подача насоса, м³/ч, и напор насоса, м, при максимальном КПД ($\eta_{\max}$), например К 20/30.

Современная маркировка насосов К отличается от вышеприведенной и записывается

$$К\ D_{вс} - D_{нап} - D_{к},$$

где $D_{вс}$ – диаметр всасывающего патрубка, мм; $D_{нап}$ – диаметр напорного патрубка, мм; $D_{к}$ – диаметр рабочего колеса, мм, например, К-50-32-125.

Насосы типа КМ – консольные моноблочные. Они горизонтальные, одноступенчатые, центробежные, консольного типа с рабочим колесом одностороннего входа. Моноблочные насосы типа КМ – это насосы типа К во фланцевом соединении с электродвигателем (рис. 17).

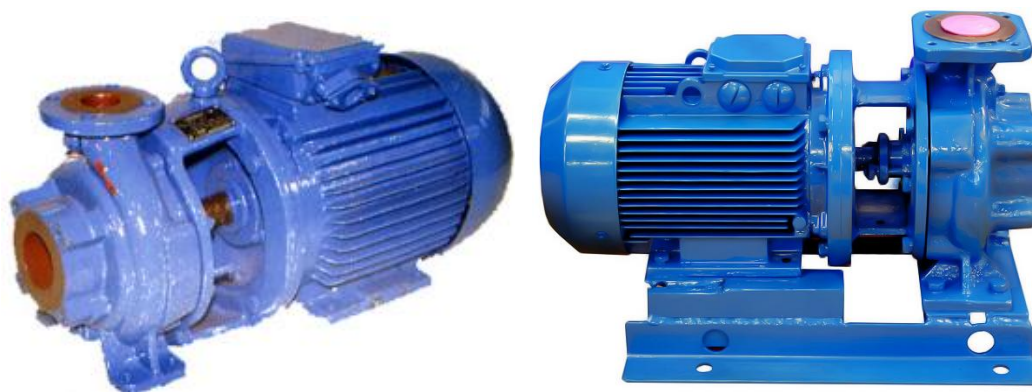


Рис. 17. Внешний вид насосов КМ

Насосы типа КМ отличаются от насосов типа К отсутствием собственного вала, а иногда и собственной опорной стойки. Корпус насоса крепится к фланцу электродвигателя. Проточная часть насосов типа К использована в насосах типа КМ без изменения, поэтому параметры насосов типа КМ и соответствующих размеров насосов типа К одинаковы.

Основными деталями насосов типа КМ являются: спиральный корпус 1, рабочее колесо 2, всасывающий 3 и напорный 4 патрубки (см. рис. 18).

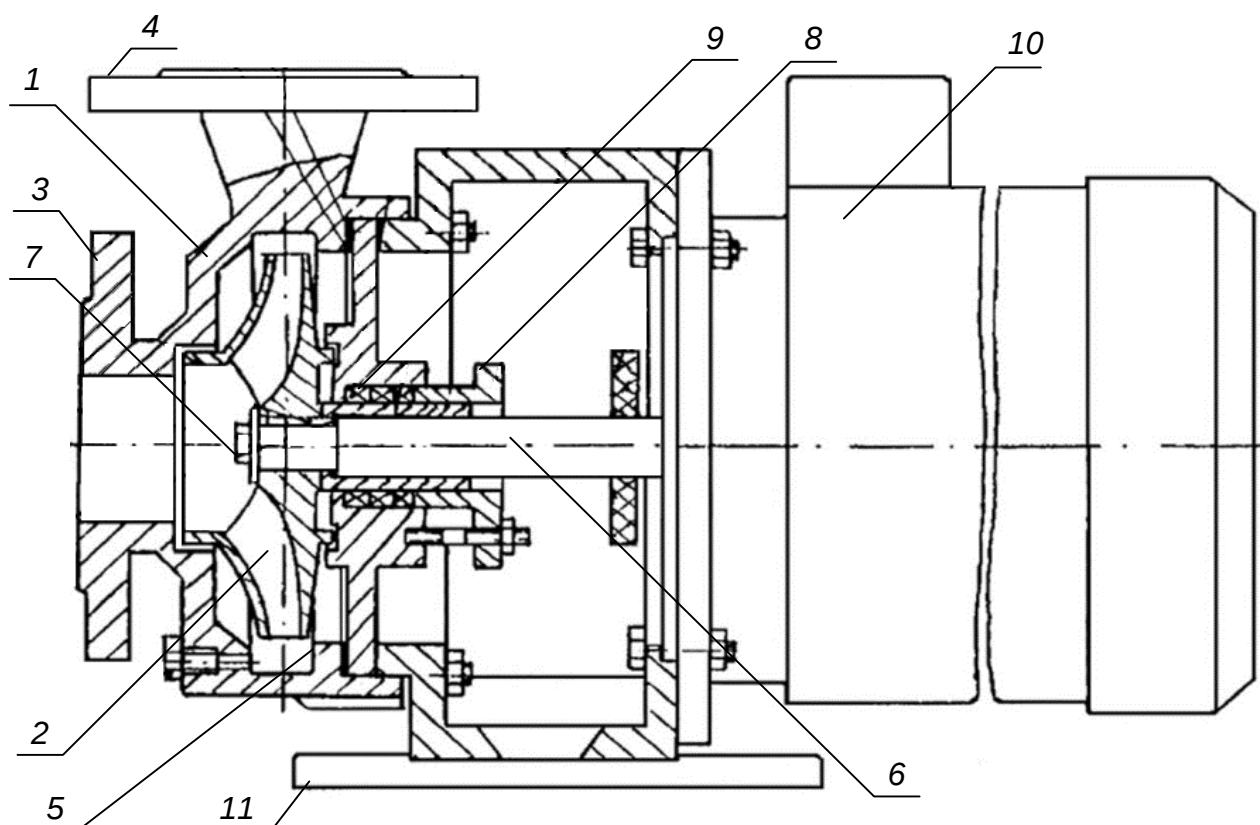


Рис. 18. Конструкция насоса КМ: 1 – спиральный корпус; 2 – рабочее колесо; 3, 4 – всасывающий и напорный патрубки; 5 – уплотняющее кольцо; 6 – удлиненный конец вала; 7 – гайка; 8 – крышка сальника; 9 – набивка грундбуксы; 10 – вал; 11 – станина насоса

Входной патрубок насосов типа КМ отлит заодно целое с крышкой насоса. Рабочее колесо 2 насажено на удлиненный конец вала 6 электродвигателя и закреплено шпонкой и гайкой 7.

Для уменьшения потерь от перетоков жидкости из области высокого давления в область низкого давления и для защиты корпуса и рабочего колеса от износа в корпусе запрессовано защитно-уплотняющее кольцо 5 – одностороннее уплотнение.

Узел уплотнения вала состоит из корпуса сальника, отлитого заодно целое с крышкой насоса, крышки сальника 8, хлопчатобумажной набивки 9 и грундбуксы. Набивка сальников других насосов типа КМ разделена кольцом гидравлического уплотнения.

Для слива жидкости и промывки корпуса насоса, а также для присоединения трубки вакуум-насоса, отсасывающего воздух из корпуса и подводящего трубопровода при пуске насоса, в верхней и нижней части его имеются отверстия, закрытые пробками.

Для привода насосов КМ применяются электродвигатели единой серии А и АО с удлиненным концом вала 10, которые крепятся к станине насоса 11.

Обозначение консольно-моноблочного насоса:

$$а \text{ КМ} - Q/H,$$

где a – диаметр всасывающего патрубка, мм, уменьшенный в 25 раз и округленный; КМ – консольный моноблочный; Q , H – соответственно подача насоса, м³/ч, и напор насоса, м, при максимальном кпд $\eta_{\max}$.

Вал насоса КМ вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны электродвигателя.

Линейные насосы. В последние годы промышленность начала производить насосы линейного ряда (имеют маркировку КЛМ или КМЛ). Отличительной особенностью конструкции этих насосов является то, что присоединительные всасывающий и напорный патрубки насоса располагаются практически в линию. Двигатель у вертикальных линейных насосов имеет вертикальный вал, сам он крепится сверху насоса. Такое расположение двигателя заметно уменьшает размеры насосных агрегатов в плане и создает удобство компоновки насосных агрегатов и подводящих трубопроводов в машинном зале, особенно при параллельной работе нескольких насосов.

Поскольку у консольных насосов подвод воды производится по оси вала, боковой подвод воды к насосу требует плавный поворот всасывающего канала и его подвод к рабочему колесу снизу. При этом всасывающий и напорный патрубки остаются горизонтальными (рис. 19, 20).

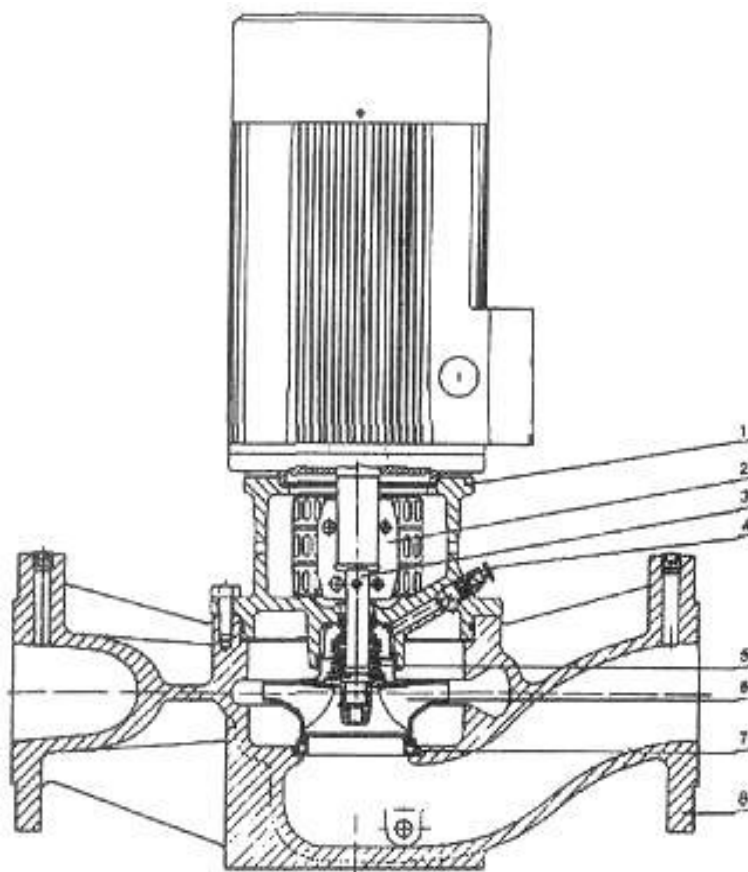


Рис. 19. Конструкция насоса КЛМ: 1 – корпус насоса; 2 – подшипник; 3 – вал насоса-двигателя; 4 – подвод жидкости для гидравлического уплотнения; 5 – торцевое уплотнение вала; 6 – рабочее колесо; 7 – уплотнительное кольцо; 8 – присоединительный всасывающий патрубок



Рис. 20. Внешний вид линейного моноблочного насоса «Грундфос»

Для увеличения производительности насосной установки иногда выпускаются сдвоенные насосы линейного исполнения (рис. 21). Они имеют общие присоединительные патрубки. В отличие от насосов типа Д, каждое рабочее колесо установлено в собственный корпус и имеет собственный двигатель.



Рис. 21. Сдвоенные насосы «Грундфос»

5. НАСОСЫ С ДВУСТОРОННИМ ПОДВОДОМ ВОДЫ

Центробежные, одноступенчатые с осевым разъемом корпуса и рабочим колесом двустороннего входа (см. рис. 22–24) – предназначены для подачи воды или других и других чистых жидкостей с температурой до 105 °С. Подача от 360 до 12 500 м³/ч при напоре от 11,7 до 137 м. Насосы применяются на насосных станциях первого и второго подъемов городского и промышленного водоснабжения, для орошения и осушения.



Рис. 22. Внешний вид насоса типа Д

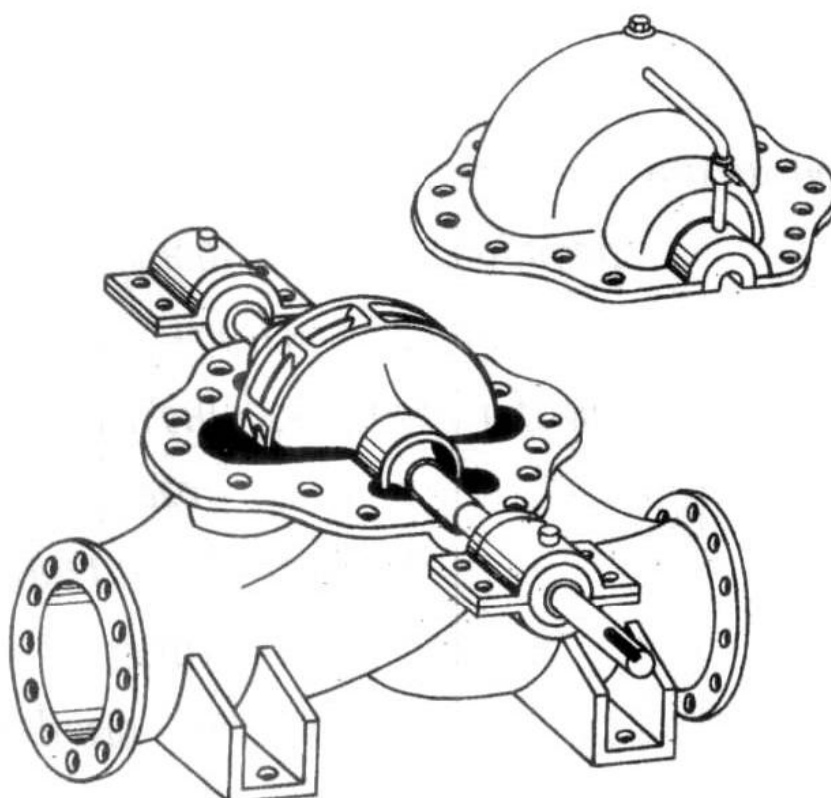


Рис. 23. Принципиальная схема конструкции насоса типа Д

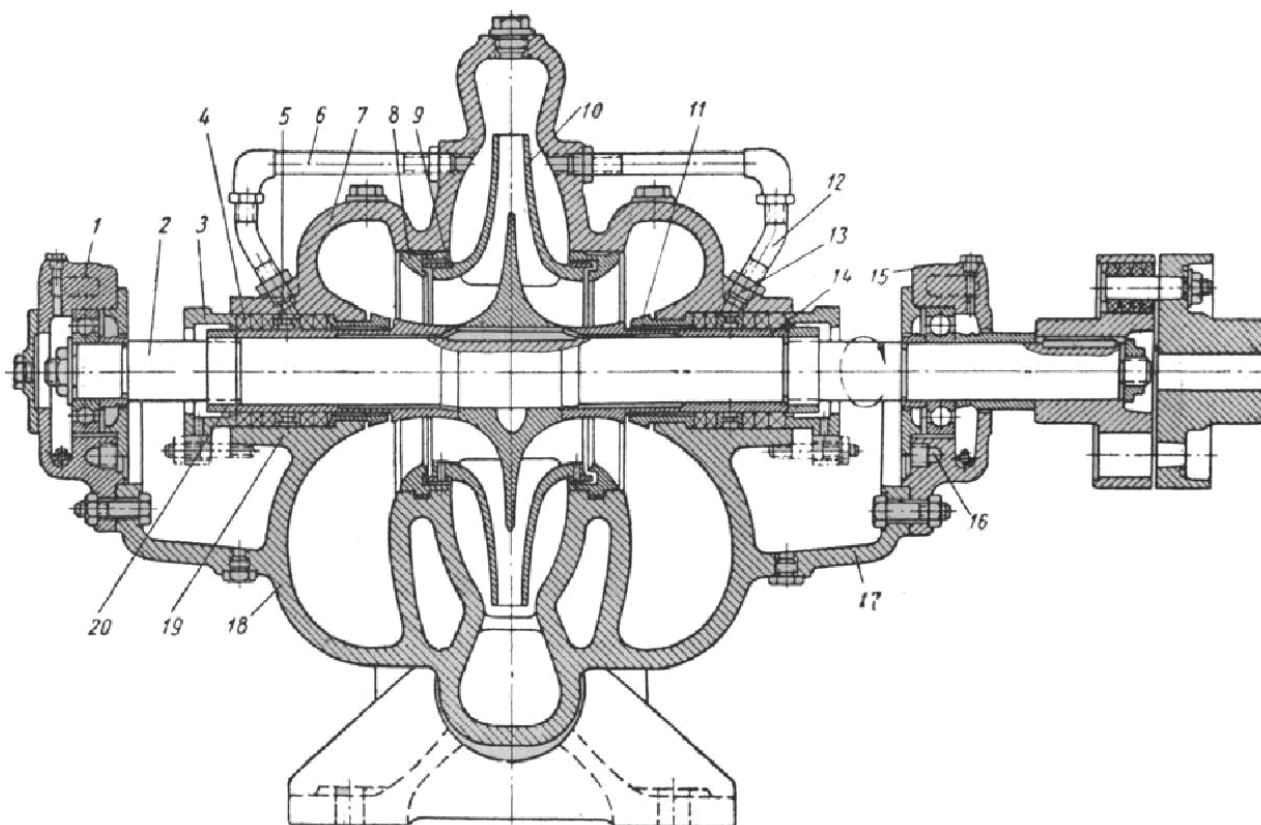


Рис. 24. Конструкция насоса типа Д

Конструктивно насосы типа Д состоят из разъемного корпуса и размещенного в нем на валу рабочего колеса. Как видно на рис. 23, приводной вал расположен перпендикулярно всасывающему и напорному патрубкам, что является отличительной особенностью насосов этого типа. У насоса обычно горизонтальный разъем, что удобно для проведения ремонтных работ на колесе и валу.

На рис. 24 приведен разрез насоса двустороннего входа. Основные детали насосов типа Д: корпус 18, крышка корпуса 7, рабочее колесо 10 (чугунное), вал 2 (стальной). Входной и напорный патрубки насосов типа Д расположены горизонтально в нижней части корпуса и направлены в противоположные стороны под углом 90° к оси насоса.

Расположение патрубков в нижней части насоса, и осевой разъем корпуса обеспечивают возможность контроля, ремонта и замены рабочих органов насоса без демонтажа электродвигателя и трубопровода и снятия насоса с фундамента.

Рабочее колесо типа Д закреплено на валу защитными втулками 14 и гайками 20. Для уплотнения и защиты корпуса, крышки и рабочего колеса насоса от износа у входа жидкости в рабочее колесо установлены сменные уплотняющие кольца 8 и 9.

Насос имеет два сальника. Сальник состоит из корпуса 19, крышки 3, хлопчатобумажной набивки 4 и кольца гидравлического уплотнения 5, в которое по трубам 6 и 12 подводится вода через отверстие 13 в крышки насоса.

Грундбукса 11 служит для защиты корпуса от износа в местах сальниковых уплотнений. Торцевая поверхность грундбуксы является опорой для хлопчатобумажных колец сальниковой набивки. Заодно целое с корпусом отлиты кронштейны 17, к которым крепятся корпуса подшипников 1 и 15.

В нижней части корпуса подшипников имеется камера 16, в которую при необходимости подводится вода для охлаждения подшипников.

Остающаяся неуравновешенная часть осевой силы воспринимается радиальным однорядным шарикоподшипником, или радиально – упорным подшипником. Привод насоса осуществляется электродвигателем через дисковую упругую муфту.

На рис. 25 показан разрез насоса марки 1Д, который отличается от вышеописанного более простыми формами (обводами) элементов корпуса, отсутствием наружных обслуживающих трубопроводов и другими конструктивными деталями.

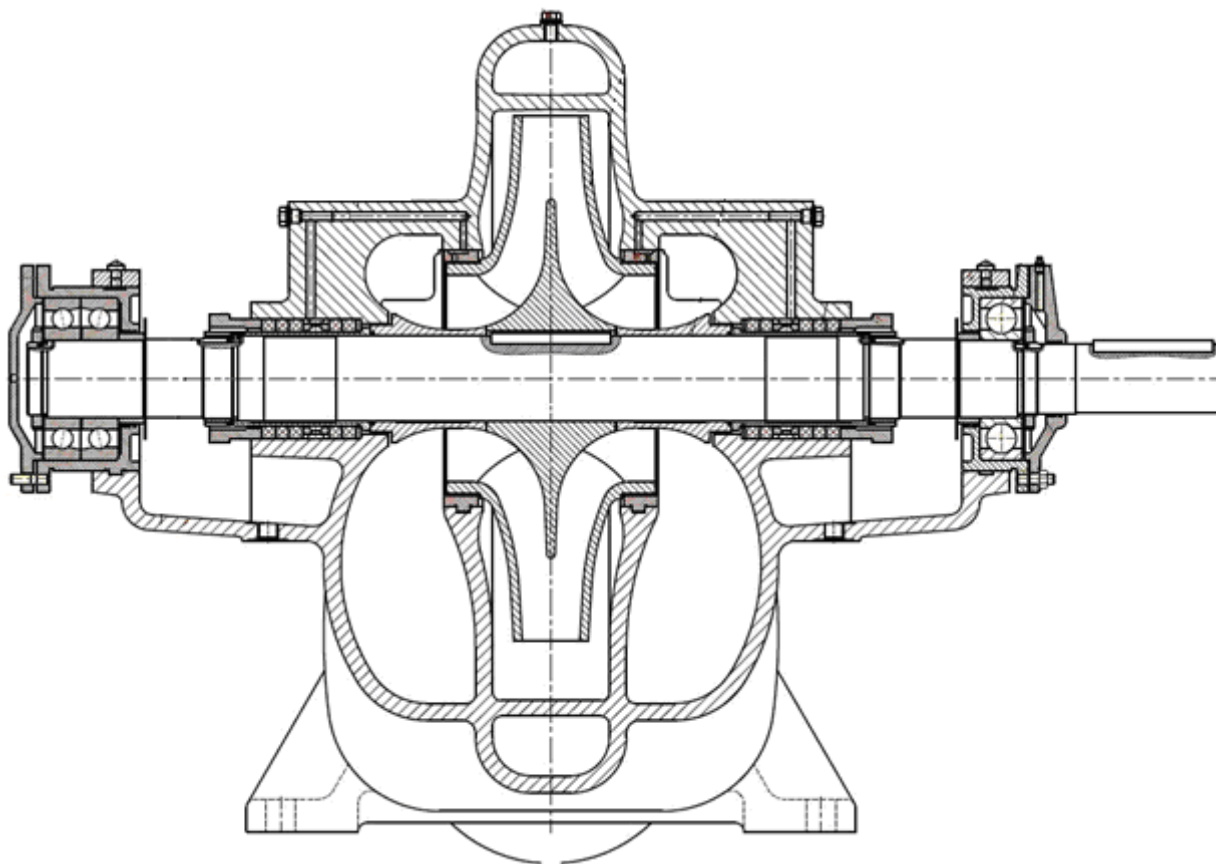


Рис. 25. Конструкция насоса типа 1Д

Осевая сила в основном уравновешена рабочим колесом с двухсторонним входом жидкости, конструкция которого показана на рис. 26.

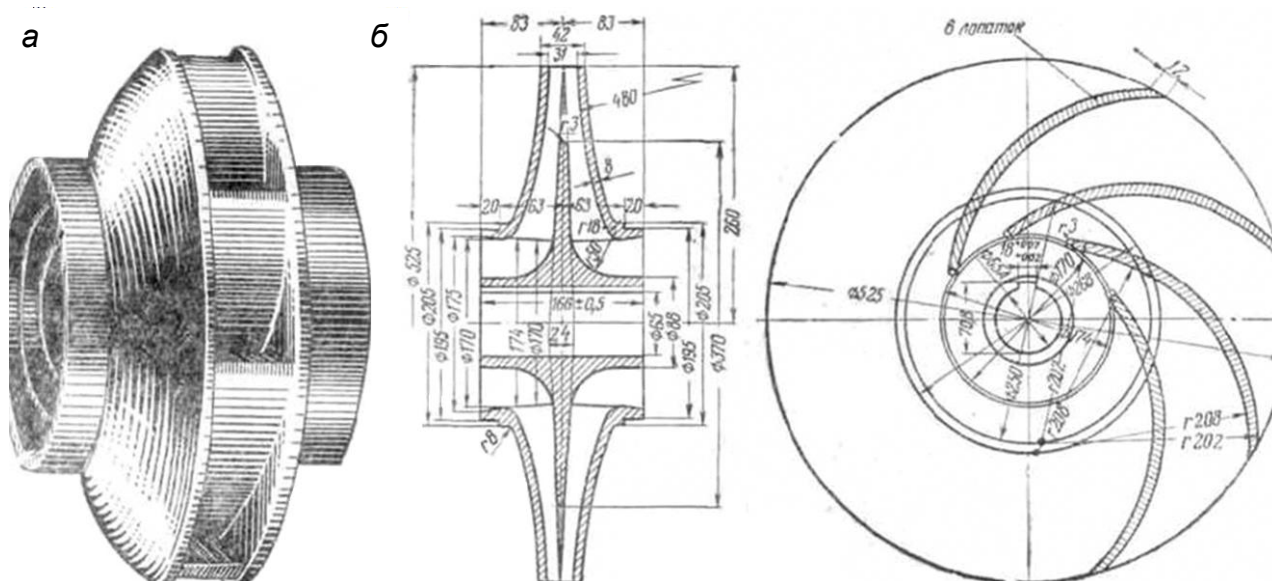


Рис. 26. Рабочее колесо насоса типа Д: а – общий вид; б – поперечный и продольный разрезы рабочего колеса

Рабочее колесо насосов типа Д (рис. 26) закрытого типа имеет большое междисковое пространство, что обеспечивает большую подачу. По отношению к входным отверстиям потоки закручиваются в разных направлениях: один по часовой стрелке, другой – против.

Насосы типа Д маркируются: Д Q – Н, где Д – двусторонний вход на рабочее колесо; Q, Н – соответственно подача насоса, м³/ч, и напор насоса, м, при максимальном КПД ($\eta_{\max}$). Например, Д 630-90.

Иногда перед буквой Д приведена цифра, указывающая на номер модификации (модернизации), например: 1Д – первая модернизация.

6. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Насосы с горизонтальным расположением вала из-за значительных линейных размеров занимают большое место в насосных станциях, что часто удорожает стоимость зданий насосных станций. Это особенно заметно в заглубленных насосных станциях (первого подъема, циркуляционных, канализационных).

Существенно уменьшить размеры насосных агрегатов в плане можно за счет применения вертикальных насосов. В вертикальных насосах приводной вал рабочего колеса располагается вертикально, как и вал двигателя (рис. 27).

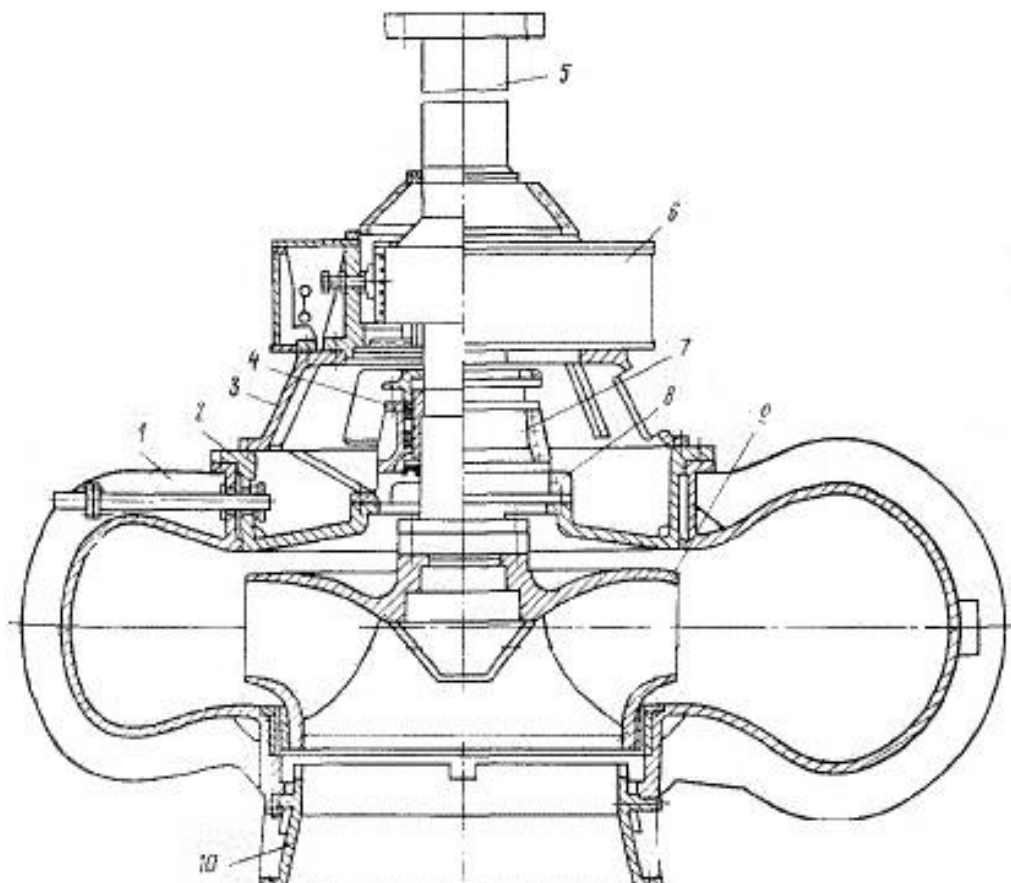


Рис. 27. Вертикальный насос: 1 – корпус; 2 – верхняя крышка корпуса; 3 – ребра жесткости; 4 – торцевое уплотнение; 5 – вал; 6 – кожух; 7 – направляющий подшипник; 8 – фланец вала; 9 – рабочее колесо; 10 – всасывающий патрубок

Вес двигателя бывает значительным, поэтому часто насос и двигатель крепятся на разные фундаменты иногда расположенные ярусами или на разных этажах.

7. НАСОСЫ СИСТЕМ ВОДООТВЕДЕНИЯ

Основное требование к насосам водоотведения – незасоряемость, поскольку они перекачивают сточные воды с большим количеством загрязнений, подчас крупных. Иногда на входе в приемные резервуары установлены сороудерживающие решетки. Незасоряемость насосов достигается несколькими способами:

- ❑ уменьшением числа лопастей рабочего колеса (рис. 28, 29);
- ❑ увеличением междискового расстояния рабочего колеса;
- ❑ применением рабочего колеса без переднего диска (открытого, свободно-вихревого типа) как показано на рис. 10 разд. 4.

Вихревое рабочее
колесо



Одноканальное
рабочее колесо



Двухканальное
рабочее колесо



Рис. 28. Конструкции рабочих колес с разным количеством лопастей



Рис. 29. Конструкции малозасоряющихся рабочих колес насосов «Грундфос»: слева – двухканальное колесо диагонального типа, справа – двухлопастное открытое колесо с концевыми крыльшками

Число лопастей в рабочих колесах колеблется от 1 до 4–7 шт.

Другой возможностью обеспечить незасоряемость насоса является установка перед входом воды на рабочее колесо режущих элементов с самозатачивающимися лезвиями. Резаки, которые измельчают крупные загрязнения, крепятся к валу насоса.

Еще более радикальным решением незасоряемости является создание свободно вихревых насосов с открытым колесом, расположенным таким образом, что только часть перекачиваемой жидкости проходит лопасти колеса. Основной поток с загрязнениями проходит под колесом,

как показано на рис. 30. Центробежные силы возникают в потоке из-за его вращения рабочим колесом.

Для захвата легко осаждающихся грубодисперсных примесей (например, песка из песколовков и прямков приемных резервуаров) на вал насосов иногда устанавливаются взмучивающие головки.

Уплотнение вала канализационных насосов также имеет свои особенности. При использовании сальников их гидравлическое уплотнение и охлаждение осуществляется принудительной подачей чистой воды в сальниковую камеру, поскольку поступление загрязненной воды из корпуса насоса может привести к загрязнению (засалению) сальников. В этом случае чистая вода подается от специального насоса с напором, превышающим напор самого насоса, чтобы вода из сальников просачивалась внутрь насоса, а не наоборот, как в водопроводных насосах.

Большинство насосов водоотведения по конструкции – консольные. Они выпускаются с вертикальным и горизонтальным расположением приводного вала. Отечественные горизонтальные насосы имеют маркировку СД (для сточных вод, динамические) и СМ (для сточных вод, массовые). На рис. 31 показан насос типа СД, на рис. 32 – СМ.

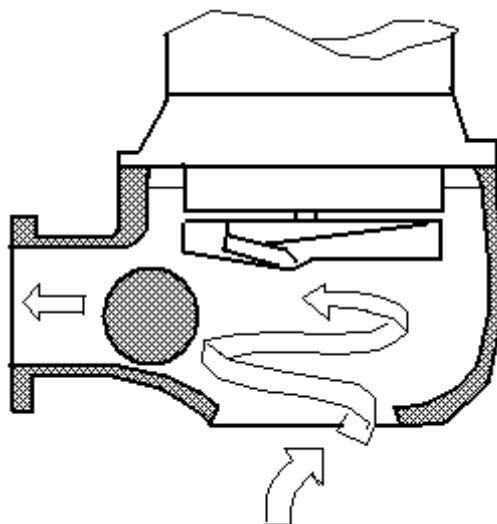


Рис. 30. Схема движения загрязнений в свободно-вихревом насосе

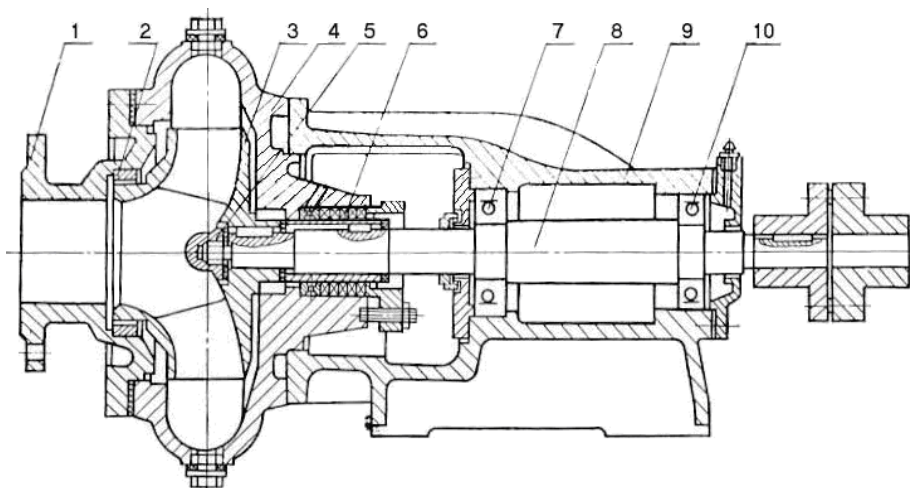


Рис. 31. Схема насоса СД: 1 – всасывающий патрубок; 2 – уплотнительное кольцо рабочего колеса; 3 – рабочее колесо закрытого типа; 4 – корпус; 5 – крепежная гайка рабочего колеса; 6 – защитная втулка вала; 7, 10 – подшипники качения; 8 – вал; 9 – кронштейн

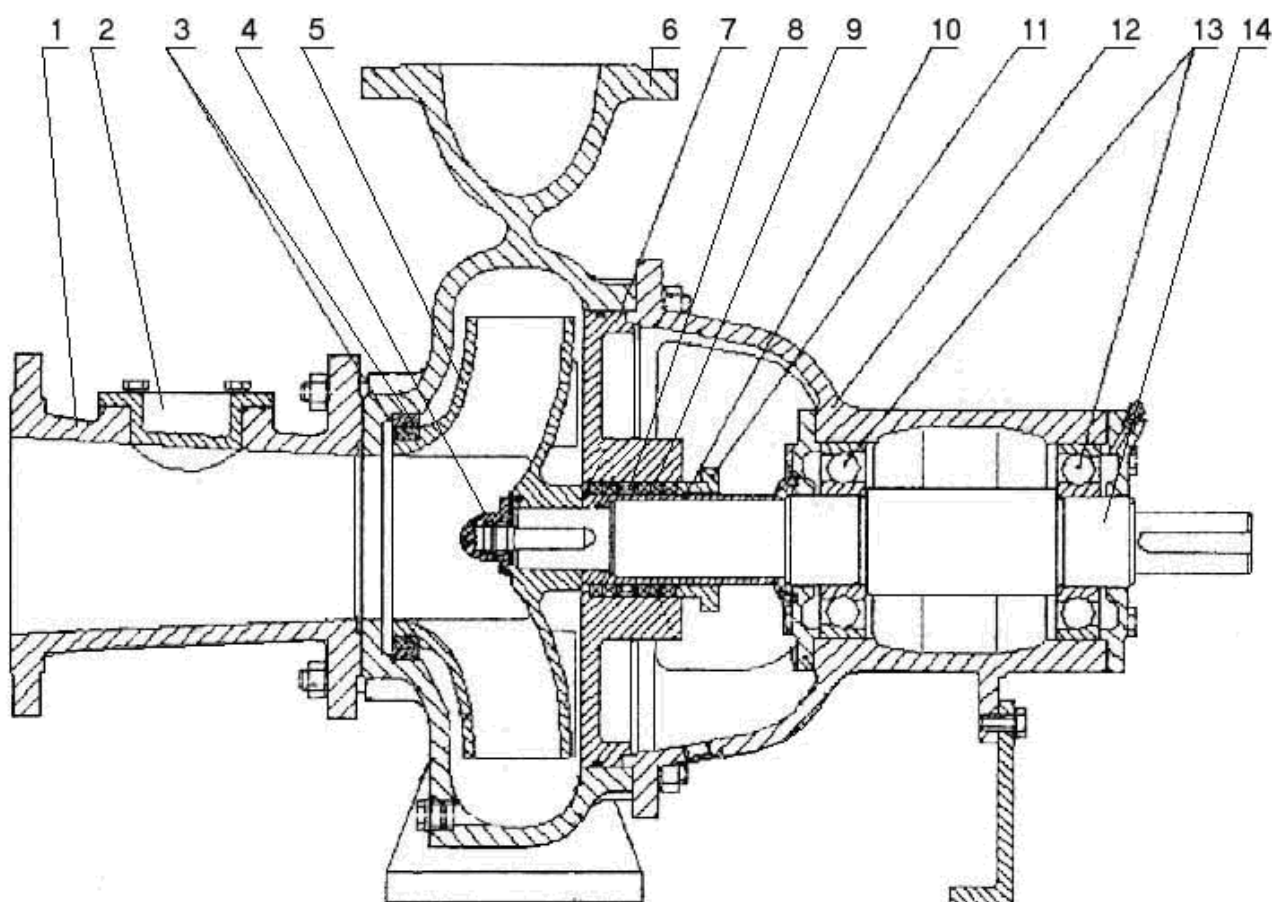


Рис. 32. Разрез насоса СМ: 1 – всасывающий патрубок; 2 – люк для прочистки полости насоса; 3 – уплотняющие кольца рабочего колеса; 4 – гайка крепления рабочего колеса; 5 – рабочее колеса; 6 – корпус с напорным патрубком; 7 – корпус сальникового уплотнения вала; 8 – кольцо гидравлического уплотнения сальника; 9 – сальниковая набивка; 10 – защитная втулка вала; 11 – крышка сальника; 12 – кронштейн; 13 – подшипники; 14 – вал насоса

Особые условия работы насосов водоотведения – теплая перекачиваемая жидкость, неравномерность поступления стоков в приемный резервуар и связанная с этим необходимость режима кратковременного включения/выключения – определяют обязательную установку насосов под залив. Такая установка насосов приводит к необходимости заглубления насосных станций водоотведения и, следовательно, компактной планировки машинного зала. Горизонтальные насосы имеют большие в плане габариты, что значительно увеличивает площадь машинного зала. В этих условиях удобно применять вертикальные насосы.

Вертикальные насосы – одна из самых современных тенденций в производстве насосов водоотведения (рис. 34, 35). Они выпускаются в двух конструктивных исполнениях – для работы в погружном и не по-

грузном положениях. Установка насоса в погруженном положении часто называется «мокрой» (рис. 33), в отличие от «сухой», – в непогруженном положении.

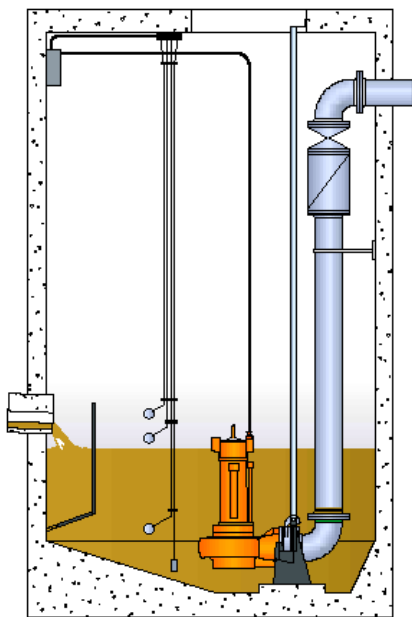


Рис. 33. Схема погружной установки вертикальных насосов

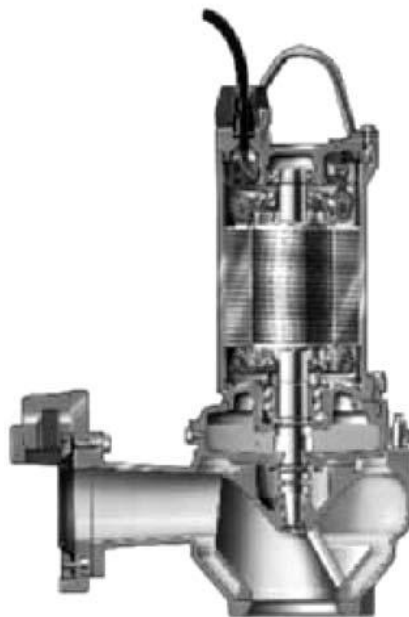


Рис. 34. Разрез вертикального насоса «Grundfos»

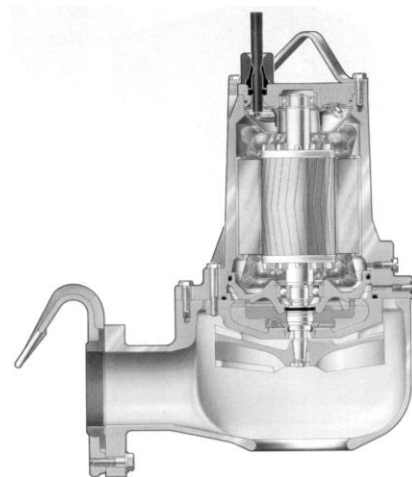


Рис. 35. Незасоряющийся насос «Grundfos» со свободно-вихревым колесом

Погружные насосы комплектуются двигателем, который способен работать в воде. Сами насосы обычно не имеют всасывающего трубопровода, а уплотнение вала – торцевое, поскольку оно не требует постоянного обслуживания. Насосы устанавливаются непосредственно в приемном резервуаре на специальной опорной конструкции, в приподнятом над дном положении.

В зарубежной технической литературе торцевые уплотнения называются механическими. По конструкции механические уплотнения вала различают на картриджевые, сильфонные, кольцевые. При высоких давлениях, высоких температурах перекачиваемой воды часто применяется двойное (тандемное) уплотнение.

В погружных насосах отвод тепла и смазка уплотнений производится запирающей жидкостью, находящейся в специальных камерах. При высоких температурах жидкости запирающая жидкость может охлаждаться в специальных теплообменниках. В этом случае создается циркуляционный контур для движения жидкости через теплообменник (рис. 36).

Долговечность механических уплотнений зависит от материалов уплотнительных элементов. Здесь используются износостойкие материалы: графит, карбид вольфрама, карбид кремния в различных сочетаниях.

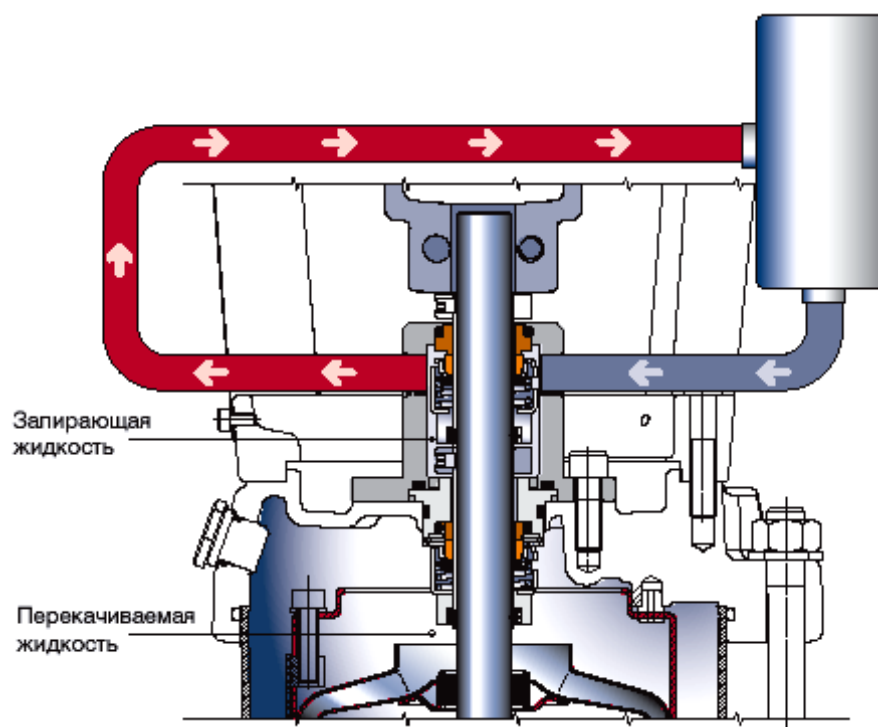


Рис. 36. Тандемное уплотнение с циркуляционным контуром запирающей жидкости

Насосы, установленные в сухом машинном зале (рис. 37) имеют обычную конструкцию, однако, иногда они снабжаются двигателем, допускающим кратковременное затопление в случае аварии.

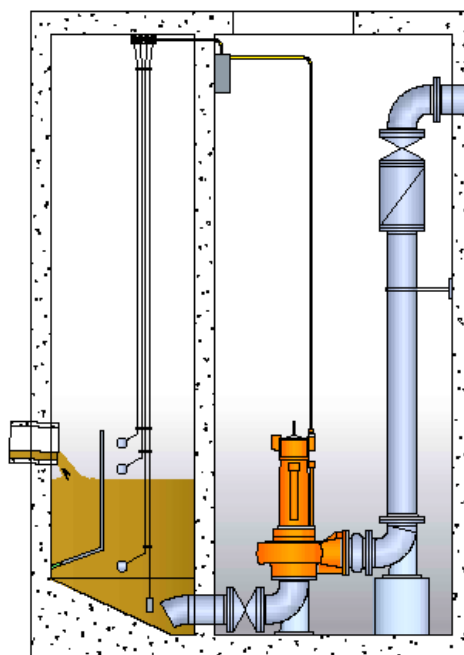


Рис. 37. Схема «сухой» установки вертикальных насосов

8. АРТЕЗИАНСКИЕ НАСОСЫ

Все артезианские (скважинные) насосы относятся к центробежным многоступенчатым насосам и предназначены для подъема воды из скважин для систем водоснабжения.

Установка скважинных насосов в трубчатых колодцах и буровых скважинах предопределяет особенности их конструкции. Эти насосы должны иметь минимальные поперечные размеры, а их внешняя форма должна соответствовать форме круглых обсадных труб, внутри которых они устанавливаются.

Скважинные насосы выпускаются двух типов: полупогружные насосы с трансмиссионным валом – АТН, и погружные насосы – АН (ЭЦВ) (рис. 38).

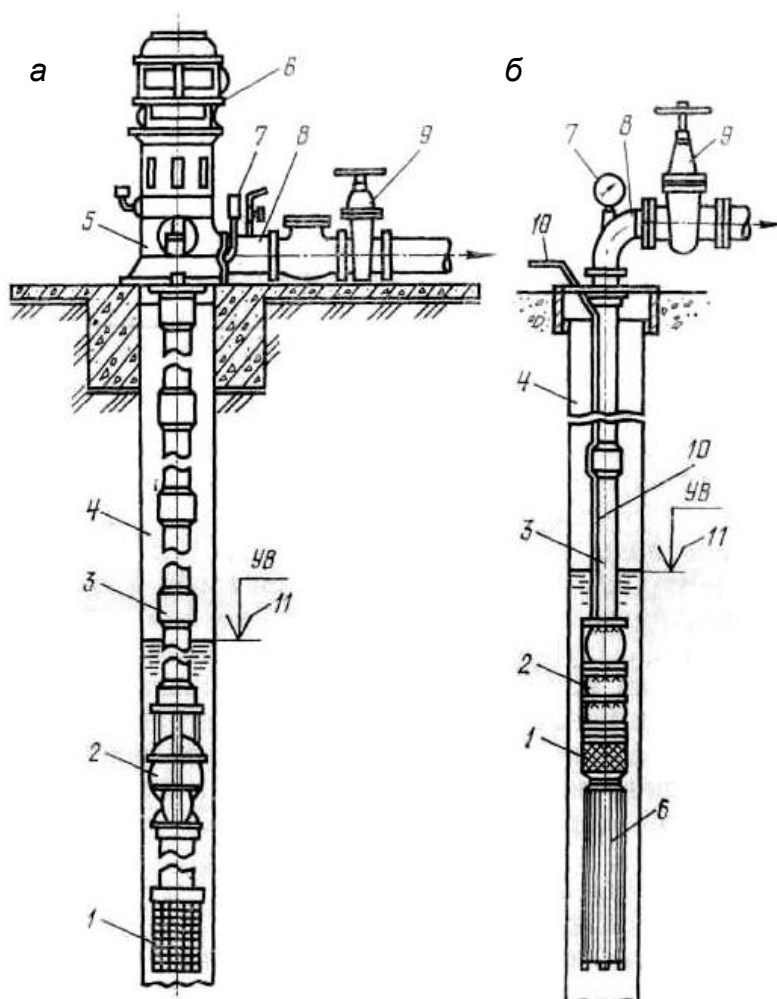


Рис. 38. Артезианские насосы: а – полупогружной типа АТН; б – погружной типа ЭЦВ: 1 – фильтр; 2 – насос; 3 – водоподъемный напорный трубопровод; 4 – обсадная труба скважины; 5 – опорная рама (станина); 6 – электродвигатель; 7 – манометр; 8 – напорный патрубок; 9 – задвижка; 10 – силовой кабель; 11 – отметка динамического уровня воды

Полупогружные насосы типа АТН – с трансмиссионным валом (рис. 38, а). Приводящий электродвигатель устанавливается над устьем скважины и соединяется с насосом промежуточным трансмиссионным валом. Они предназначены для подъема воды из неглубоких колодцев или скважин, так как чем длиннее трансмиссионный вал, тем больше потребляемая двигателем мощность и вибрация. Для уменьшения вибраций по длине вала предусматриваются промежуточные подшипники с резиновыми втулками, которые смачиваются перекачиваемой водой.

Насосы АТН состоят из трех основных частей (рис. 38, а):

1. Корпус насоса с рабочими колесами и фильтром на всасывающей части.
2. Напорный трубопровод с проходящим внутри него трансмиссионным приводным валом.
3. Опорная станина, на которой монтируется электродвигатель.

Рабочие колеса насоса, в зависимости от требуемого напора, могут быть установлены последовательно в количестве от 3 до 22 шт. Корпус насоса состоит из отдельных секций. Напорный трубопровод также собирается из отдельных секций, каждая из которых имеет диаметр 125–300 мм и длину 2000–2800 мм. Секции соединяются муфтами на резьбе. На всасывающем патрубке имеется фильтр в виде сетки, защищающей насос от попадания в него частиц породы.

Полупогружные насосы типа АТН изготавливаются производительностью от 30 до 300 м³/ч при полной высоте подъема воды от 30 до 100 м.

При назначении отметки установки насоса в артезианской скважине следует учитывать возможность снижения статического и динамического уровней воды в процессе эксплуатации скважины.

Погружные артезианские насосы типа ЭЦВ (АН) находят широкое применение в коммунальном, производственном, сельскохозяйственном водоснабжении для подъема воды из артезианских скважин (см. рис. 38, б), для откачки воды из шахт и при производстве работ, связанных с водопонижением.

Эти насосы изготавливаются для скважин диаметром от 100 до 500 мм (и более), с подачей воды от 0,63 до 1200 м³/ч и напором от 12 до 680 м.

Многосекционный центробежный погружной насос приводится в действие расположенным под ним электродвигателем. Каждая секция имеет рабочее колесо и направляющий аппарат. Количество секций можно изменять. Насос вместе с электродвигателем опускается под динамический уровень воды в скважину и удерживается там, в подвешенном состоянии при помощи напорного трубопровода. В устье скважины напорный водовод крепится к оголовку.

Между корпусом насоса и электродвигателем имеется всасывающий патрубок, через который вода поступает в насос (на первое рабочее колесо). На патрубке устанавливается фильтр в виде сетки (рис. 38, б; 39).



Рис. 39. Насос ЭЦВ10-120

Погружные насосы и их двигатели не доступны для постоянного обслуживания, поэтому в них применяются наиболее надежные и долговечные конструктивные узлы: торцевые уплотнения валов, охлаждаемые перекачиваемой водой двигатели.

Поскольку вес насоса и двигателя направлен вниз вдоль оси, здесь используются радиально-упорные подшипники (пяты скольжения).

Напряжение к электродвигателю подается по специальному герметичному кабелю, который опускается вместе с электродвигателем под воду.

Насосный агрегат (насос и электродвигатель) должен быть опущен на такую глубину, чтобы минимальный динамический уровень воды в скважине превышал плоскость верхнего фланца клапанной коробки не менее чем на 2–3 м. Клапанная коробка с седлом находится над верхним патрубком насоса. Обратный клапан служит для разгрузки агрегатов

от давления столба воды в напорном трубопроводе и для предохранения от обратного вращения колес насоса и электродвигателя. Насос и электродвигатель, как правило, поставляются в комплекте, так как необходимо соблюдать соосность валов насоса и электродвигателя при их совместном монтаже.

Погружные насосы по сравнению с полупогружными имеют следующие преимущества.

1. Исключается необходимость применения длинного вертикального вала с промежуточными подшипниками.

2. Вследствие отсутствия приводного вала возможна установка насоса в искривленных и наклонных скважинах.

3. Упрощается монтаж насосного агрегата.

4. Отпадает необходимость сооружения здания над скважиной, что снижает стоимость установки.

Единственным достоинством насосов АТН является доступность двигателя для обслуживания. Перечисленные достоинства погружных насосов делают насосы АТН не конкурентоспособными и их применение весьма ограничено.

Внешний вид насосов ЭЦВ показан на рис. 40.



Рис. 40. Разновидности погружных насосов

9. ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАСОСОВ

Основные параметры, характеризующие работу любого насоса, – это его производительность (подача) Q , развиваемый насосом полный напор H , потребляемая мощность N , коэффициент полезного действия η , частота вращения рабочего колеса n , высота всасывания и высота нагнетания.

Производительность (подача или расход) насоса Q – это количество воды, которое перекачивает насос в единицу времени. Подача может быть представлена объемной, массовой, весовой величиной с соответствующими размерностями: объемной – $\text{м}^3/\text{с}$ (дополнительно применяют размерности в $\text{м}^3/\text{ч}$, $\text{м}^3/\text{мин}$, л/с, л/мин), массовой – кг/с, весовой – Н/с. Обычно принято использовать величину объемной подачи.

Напор насоса H характеризует величину удельной энергии, которая сообщается насосом перекачиваемой воде. Полный напор насоса выражается в метрах водного столба и его можно определить по результатам практических измерений с использованием формулы

$$H = H_{ман} + H_{вак} + Z + \frac{V_n - V_{вс}}{2g}, \text{ м. вод. ст.}, \quad (2)$$

где $H_{ман}$ – показания манометра, установленного на напорном патрубке или на напорном трубопроводе вблизи насоса; $H_{вак}$ – показания вакуумметра, установленного на всасывающем патрубке или на всасывающем трубопроводе вблизи насоса; Z – расстояние по вертикали между точками присоединения манометра и вакуумметра. Если вакуумметр присоединен ниже манометра, то Z – положительная величина, если выше – отрицательная; $V_n, V_{вс}$ – соответственно скорости течения воды во всасывающем и напорном трубопроводах в местах установки трубок манометра и вакуумметра, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с².

Из формулы (1) следует, что полный напор насоса равен сумме показаний манометра и вакуумметра плюс расстояние по вертикали между точками установки этих приборов и разность скоростных напоров в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса.

Напор насоса может быть выражен также в единицах давления – атмосферах (барах):

1 атмосфера = 10 метров водного столба = 1 кгс/см² = 9800 Н/м² = 9800 Па.

Давление связано с напором зависимостью

$$H = \frac{p}{\rho g}. \quad (3)$$

Полный напор насоса H используется для подачи воды с отметки уровня приемного (питающего, водозаборного) резервуара до отметки уровня напорного резервуара (или отметки водоразбора) и преодоления гидравлических сопротивлений. Рассчитать необходимый полный напор, м, можно по формуле

$$H = H_z + \sum h, \quad (4)$$

где H_z – геодезическая, или геометрическая высота подъема, т. е. разность геодезических отметок напорного и приемного уровней воды; $\sum h$ – суммарные потери напора на гидравлические сопротивления в подводящих и отводящих трубопроводах.

Геометрическая высота подъема H_z является суммой геометрической высоты всасывания $H_{вс}$ и геометрической высоты нагнетания $H_{гн}$.

Геометрическая высота всасывания $H_{вс}$ – это расстояние по вертикали от уровня воды в приемном резервуаре до оси насоса.

Геометрическая высота нагнетания $H_{гн}$ – это расстояние по вертикали от оси вала насоса до уровня воды в напорном резервуаре.

Следовательно, полный напор насоса равен сумме геометрических высот всасывания и нагнетания плюс потери напора на всем пути движения жидкости от входа во всасывающую трубу до излива из напорного трубопровода.

Размещение насосов относительно резервуара, из которого осуществляется забор воды, может быть различным, поэтому высота всасывания определяется по разному (см. рис. 41).

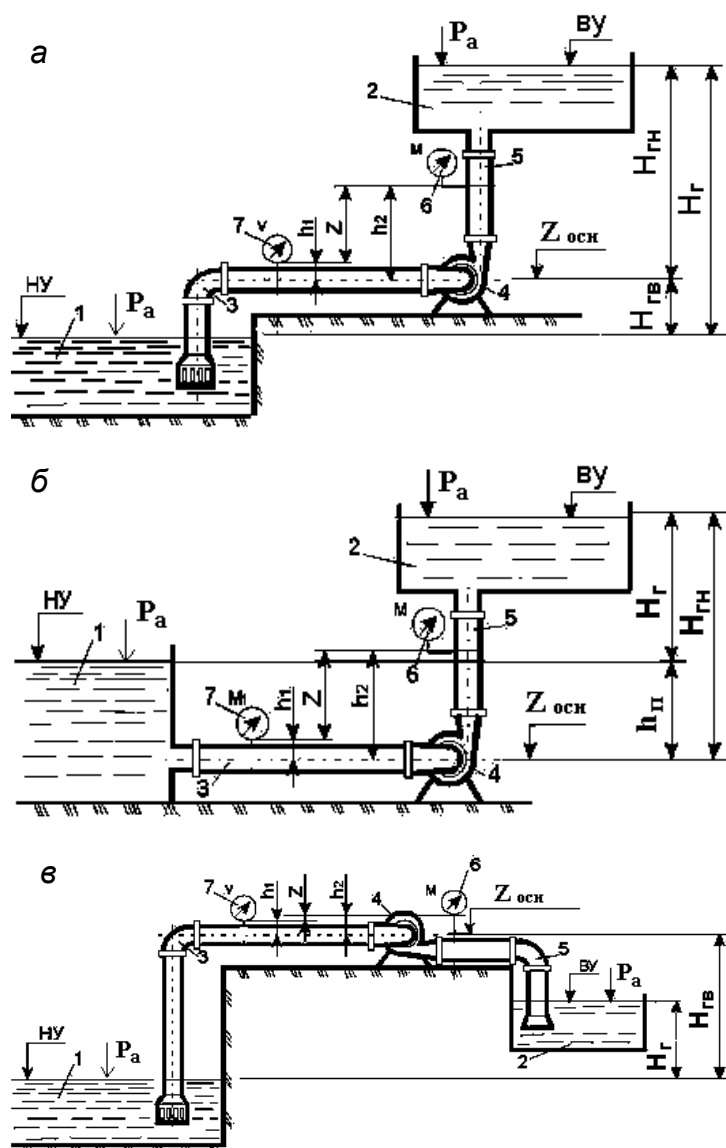


Рис. 41. Схемы насосных установок с резервуарами: а – с положительной высотой всасывания; б – с отрицательной высотой всасывания (с подпором); в – сифонного типа; 1 – приемный резервуар; 2 – напорный резервуар; 3 – всасывающий трубопровод; 4 – насос; 5 – напорный трубопровод; 6 – манометр; 7 – вакуумметр

Если к геометрической высоте всасывания $H_{звс}$ прибавить все потери напора во всасывающем трубопроводе $\sum h_{вс}$, получим приведенную, или гидродинамическую высоту всасывания:

$$H_{нвс} = H_{звс} + \sum h_{вс} . \quad (5)$$

Аналогично определяется приведенная (или гидродинамическая) высота нагнетания:

$$H_{нн} = H_{зн} + \sum h_{н} , \quad (6)$$

где $H_{нн}$ – геометрическая высота нагнетания, увеличенная на потери напора в нагнетательном трубопроводе.

Мощность насоса – это величина работы в единицу времени, которую производит насос для увеличения энергии перекачиваемой жидкости. Различают полезную и потребляемую (эффективную) мощность насоса.

Полезная мощность насоса – это мощность, развиваемая насосом для передачи энергии жидкости, вышедшей через его напорный патрубок, без учета потерь энергии. Если насос подает Q , м³/с, жидкости с плотностью ρ , кг/м³, и сообщает ей напор H , м, то его секундная работа, или полезная мощность N_n , Вт, будет

$$N_n = \rho g Q H , \quad (7)$$

где g – ускорение свободного падения. Приняв $g = 9,81$ м/с² и разделив правую часть уравнения на 1000, после сокращения получим формулу полезной мощности насоса в киловаттах, кВт:

$$N_n = \frac{\rho Q H}{102} , \quad (8)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³; Q – подача насоса, м³/с; H – полный напор насоса, м.

Потребляемая или эффективная мощность, кВт, (иногда называют мощностью на валу) N_e больше полезной мощности на величину потерь мощности в самом насосе, которые характеризуются полным КПД насоса η и определяется по формуле

$$N_e = \frac{\rho Q H}{102 \eta} . \quad (9)$$

Мощность двигателя, кВт, приводящего в движение насос $N_{дв}$, подсчитывают по формуле

$$N_{дв} = K N_e \eta_{пер} , \quad (10)$$

где K – коэффициент запаса мощности на случай перегрузки двигателя; при мощности до 1 кВт $K = 1,4 \dots 1,3$; при мощности от 1 до 50 кВт $K = 1,2 \dots 1,05$; $\eta_{пер}$ – кпд передачи (трансмиссии); $\eta_{пер} = 0,9 \dots 1,0$.

Полный кпд насоса η характеризует его экономичность и означает отношение полезной мощности насоса N_n к эффективной N_{ϵ} , т. е.

$$\eta = \frac{N_n}{N_{\epsilon}}. \quad (11)$$

Коэффициент η чаще измеряется в процентном отношении. Он определяется как произведение трех КПД:

$$\eta = \eta_z \eta_{об} \eta_m, \quad (12)$$

где η_z – гидравлический КПД насоса, учитывающий затраты энергии на трение и скоростные потери внутри и насоса; $\eta_z = 0,9 \dots 0,98$; $\eta_{об}$ – объемный кпд насоса, учитывающий утечки воды через неплотности из напорной зоны в зону пониженного давления внутри и насоса; $\eta_{об} = 0,8 \dots 0,95$; η_m – механический КПД, учитывающий затраты мощности на трение в сальниках и подшипниках насоса; $\eta_m = 0,9 \dots 0,98$.

Значение η обычно приводится в заводском паспорте насоса. Полный КПД современных крупных центробежных насосов достигает 0,92, а мелких – до 0,5...0,6.

Частота вращения n характеризует скорость вращения рабочего колеса насоса и выражается количеством оборотов в минуту. От частоты вращения зависят напор, подача и мощность насоса.

Вода из приемного резервуара поднимается по всасывающей трубе к насосу вследствие разряжения или вакуума во всасывающем патрубке насоса.

Величина вакуума $p_{вак}$ равна разности между атмосферным давлением p_a и абсолютным давлением p_o в разряженной зоне насоса. Удобно величину вакуума выражать вакуумметрической высотой всасывания $H_{вак}$, которая связана с вакуумметрическим давлением зависимостью

$$H_{вак} = \frac{p_{вак}}{\rho g} = \frac{p_a - p_o}{\rho g}. \quad (13)$$

Измеряемый вакуумметром вакуум, или вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак}$, затраченная на преодоление геометрической высоты всасывания H_{zv} и всех гидравлических сопротивлений $\sum h_{\epsilon}$, а также на создание скорости V_{ϵ} во всасывающем патрубке насоса, м:

$$H_{вак} = H_{zv} + \sum h_{\epsilon} + \frac{V_{\epsilon}^2}{2g}. \quad (14)$$

Отсюда видно, что $H_{вак}$ – это приведенная высота всасывания, увеличенная на значение скоростного напора во всасывающем патрубке насоса.

Вакуумметрическая высота всасывания $H_{вак}$ для каждого насоса различна и зависит от конструкции, числа оборотов и его производительности.

Допустимая вакуумметрическая высота всасывания $H_{\text{вак}}$ определяется на заводе изготовителе для нормальных условий работы (атмосферное давление 10 м и температура перекачиваемой жидкости 20 °С) и указывается на сводной характеристике насоса в виде графика $Q - H_{\text{вак}}$. При условиях работы насоса, отличных от нормальных, следует вносить соответствующие поправки. Так, с увеличением высоты установки насоса над уровнем моря, вследствие понижения атмосферного давления p_a вакуумметрическая высота всасывания уменьшается, следовательно, указанную в техническом паспорте насоса $H_{\text{вак}}$ необходимо уменьшить на величину понижения атмосферного давления. С повышением температуры перекачиваемой жидкости вакуумметрическая высота всасывания также должна быть уменьшена на величину изменения давления водяного пара при данной температуре.

Допустимая геометрическая высота всасывания $H_{\text{гв}}$, или наибольшее расстояние установки насоса над уровнем воды в водоисточнике, м, определяется из уравнения, в котором потери напора h_g и скоростной напор легко находятся гидравлическим расчетом

$$H_{\text{гв}}^{\text{дон}} = H_{\text{вак}}^{\text{дон}} - h_{\text{в}} - \frac{V_d^2}{2g}. \quad (15)$$

Величину $H_{\text{гв}}$ обычно принимают равной 5–6 метров. В случае превышения вакуумметрической высоты всасывания сверх этого предела в насосе может возникнуть кавитация.

Часто для характеристики допустимой высоты всасывания используют другой показатель – допустимый кавитационный запас $\Delta h_{\text{дон}}$, который связан с допустимой высотой всасывания зависимостью

$$H_{\text{вак}}^{\text{дон}} = \frac{p_a}{\rho g} - \Delta h_{\text{дон}} - h_{\text{нж}}, \quad (16)$$

где $h_{\text{нж}}$ – упругость паров жидкости при заданной температуре (например, при температуре воды 20 °С $h_{\text{нж}} = 0,24$ м).

Кавитация – это процесс нарушения сплошности потока внутри насоса вследствие понижения давления до некоторого критического для перекачки жидкости значения $p_{\text{вак}}^{\text{дон}}$. При этом в потоке образуются пустоты, заполненные парами жидкости и растворенными в нем газами. Пузырьки пара появляются в центре рабочего колеса, вдоль лопаток в местах отрывного течения (рис. 42). Переносясь потоком в зоны высокого давления на выходе из колеса и в спиральном отводе, пузырьки мгновенно разрушаются (взрываются), создавая локальные гидравлические удары. Эти удары могут со временем разрушить колесо и корпус.



Рис. 42. Схема появления и перемещения пузырьков пара на рабочем колесе

Основные причины кавитации – откачка воды из закрытого резервуара, находящегося под разрежением, завышенное расположение насоса над уровнем воды в источнике и увеличение скорости движения воды при чрезмерно больших оборотах рабочего колеса. На рис. 43 показана линия изменения гидростатического давления при прохождении воды через насос в процессе его работы.

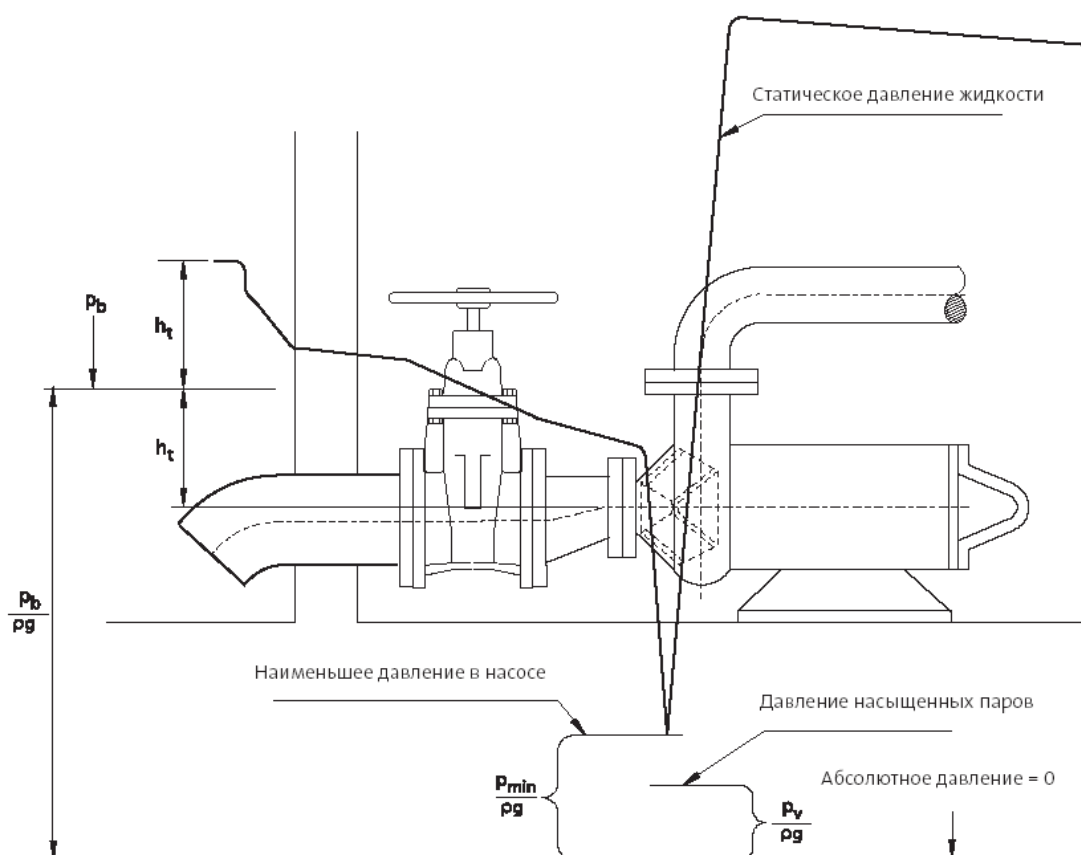


Рис. 43. Схема изменения гидростатического давления при работе насоса

Так как кавитация сопровождается нежелательным шумом и вызывает разрушения рабочих органов насоса, то предусматривают различные мероприятия, предотвращающие понижение давления в насосе ниже упругости паров воды при данной температуре. Для этого производят расчет допустимой геометрической высоты всасывания с учетом всех возможных изменений условий работы насоса, например, понижение уровня воды в водозаборном резервуаре, увеличение температуры перекачиваемой жидкости.

10. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА

Характеристиками насоса называют графические зависимости его параметров от подачи насоса при постоянных значениях частоты вращения рабочего колеса, вязкости, плотности жидкости на входе в насос. Такие характеристики получают экспериментально. Характеристики, полученные производителями насосов, приводятся в паспортах и каталогах.

Основной потребительской характеристикой насоса является напорная, устанавливающая взаимосвязь $H-Q$. На вид этой зависимости влияет конструкция насоса и особенно рабочего колеса (количество лопаток, их изгиб). Характерные виды напорных характеристик центробежных насосов приведены на рис. 44.

Лабильная характеристика состоит из двух участков – восходящего и ниспадающего. Это приводит к возможности иметь одинаковый напор при разных подачах насоса. При работе насоса в таком диапазоне производительности может произойти самопроизвольное изменение подачи – помпаж, который сопровождается шумом и гидравлическими ударами.

Насосы со стабильными характеристиками развивают наибольший напор при нулевой подаче. Пологие характеристики удобны там, где от насосов требуется широкий интервал расходов при относительно постоянном напоре, например, в системах водоснабжения без регулирующих емкостей (башен).

Насосы с крутопадающими характеристиками применяют в схемах со значительным колебанием напоров, например, при заборе воды из поверхностного источника с нестабильным дебитом.

Характеристика мощности $N-Q$ отражает изменение потребляемой мощности в зависимости от подачи насоса. Для центробежных насосов

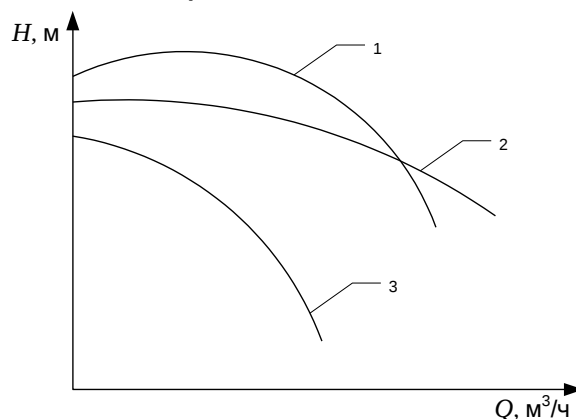


Рис. 44. Виды напорных характеристик насосов: 1 – лабильная (имеющая верхнюю точку перелома кривой); 2 – стабильная пологая; 3 – стабильная крутопадающая

линия мощности полого возрастающая. Отметим, что при нулевой подаче мощность имеет определенное значение – пусковая мощность.

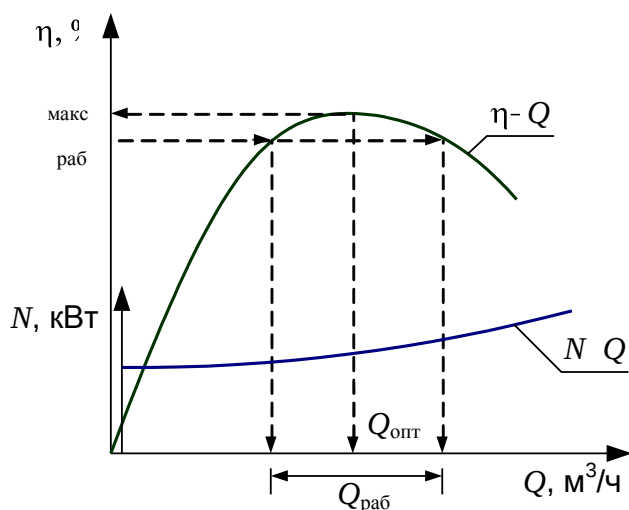


Рис. 45. Примерный вид характеристик мощности и КПД насоса

Линия зависимости КПД от подачи $\eta-Q$ имеет ярко выраженный максимум. Значения подачи, напора при максимальном КПД называются оптимальными (номинальными) и приводятся в некоторых маркировках насосов (например, насос марки Д 500-36, где подача $500 \text{ м}^3/\text{ч}$; напор – 36 м). Примерный вид зависимостей $N-Q$ и $\eta-Q$ показан на рис. 45.

Экономичная работа насоса наблюдается при КПД близком к максимальному значению (отклонение от максимального КПД не

более 5–10 %). Эта область подачи насоса называется рабочей и ее границы часто отмечаются засечками на характеристиках насоса (см. рис. 44).

Зависимость допустимого кавитационного запаса от подачи насоса $\Delta h_{\text{доп}}-Q$ представляется возрастающей кривой, что свидетельствует об уменьшении вакуумметрической высоты всасывания с увеличением подачи насоса. Иногда кривая $\Delta h_{\text{доп}}-Q$ имеет западающий участок (рис. 46). При величине $\Delta h_{\text{доп}}$ более 10 м насосы должны быть установлены под залив с подпором. В каталогах кавитационная характеристика обычно представлена только для рабочего диапазона производительности насоса.

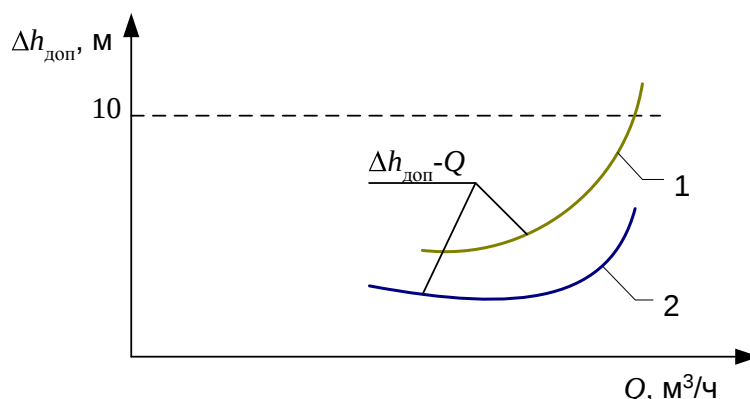


Рис. 46. Примерный вид кавитационных характеристик насоса: 1 – обычная кавитационная характеристика; 2 – кавитационная характеристика с западающим участком

В каталогах и паспортах насосов обычно все перечисленные параметрические характеристики насоса располагают на одном графике (сводная характеристика), что удобно для анализа работы насоса на расчетную точку (рис. 47).

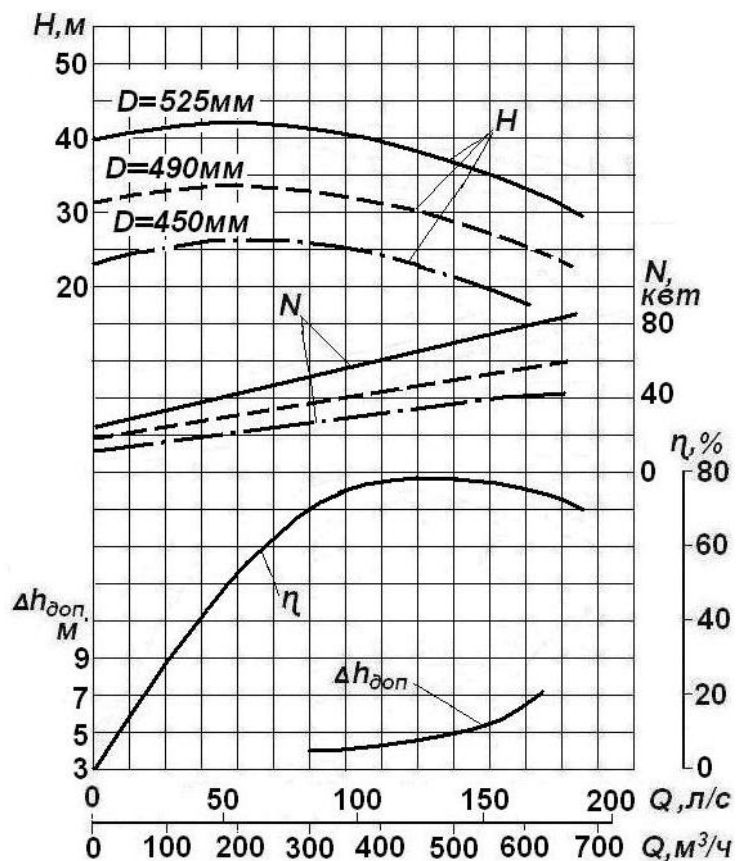


Рис. 47. Характеристики насоса Д 630-90, $n = 980$ об/мин

Если завод производит насосы с различными диаметрами рабочих колес, в паспорте показывают все или некоторые зависимости для каждого диаметра рабочего колеса, обозначив их линиями разного вида – сплошными, штриховыми, штрихпунктирными. Над каждой линией указывается диаметр колеса.

11. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ НАСОСОВ

При работе насоса на конкретный трубопровод фактические параметры его работы будут соответствовать положению рабочей точки A , которая находится на пересечении напорной характеристики трубопровода SQ^2 и напорной характеристики насоса $H-Q$ (рис. 48).

Напорная характеристика трубопровода строится по формуле

$$H = H_c + \sum SQ^2,$$

где S – полное гидравлическое сопротивление трубопровода, включающее сопротивление движению воды из-за шероховатости труб и местных сопротивлений.

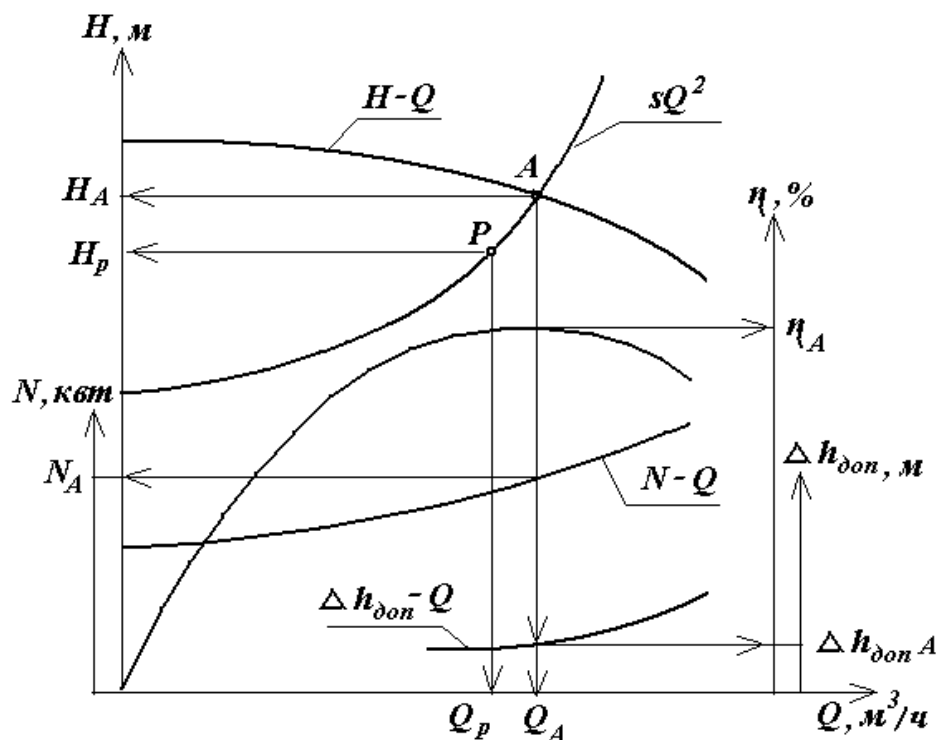


Рис. 48. Положение расчетной и рабочей точек на сводной характеристике насоса

При подборе насоса по расчетным (требуемым) параметрам редко удается выбрать такую марку насоса, фактические (рабочие) параметры работы которого точно совпадают с расчетными. На рис. 48 показано положение расчетной точки P с параметрами Q_P и H_P . Рабочая точка A , находящаяся на пересечении напорных характеристик трубопровода SQ^2 и насоса $H-Q$, имеет другие параметры Q_A и H_A .

Проекция рабочей точки A на характеристики мощности, КПД, кавитационного запаса дает фактические значения этих параметров при подаче Q_A : N_A , $\Delta h_{\text{дон} A}$, η_A .

Если несовпадения каких-либо из расчетных параметров (напора или подачи) с рабочими недопустимы, потребители прибегают к регулированию работы насоса на трубопровод. Важно помнить, что регулировке подвергается система насос–трубопровод, поэтому регулировать (изме-

нять) можно как напорную характеристику трубопровода, так и напорную характеристику насоса.

Изменение напорной характеристики трубопровода добиваются изменением сопротивления трубопровода регулировкой задвижки (дросселированием), или перепуском части воды во всасывающий патрубок. Эти способы наиболее просты в реализации, но неэкономичны, поскольку потребляемая мощность мало изменяется. Кроме того, они позволяют регулировать только в сторону снижения подачи насосов. В настоящей работе способы регулирования на трубопроводе не рассматриваются.

Регулирование работы самого насоса осуществляется принципиально двумя способами: обточкой рабочего колеса и изменением частоты оборотов вала насоса.

Уменьшение диаметра рабочего колеса приводит к изменению основных рабочих характеристик насоса, согласно зависимостям:

$$\frac{Q_{об}}{Q} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2; \quad \frac{H_{об}}{H} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^2; \quad \frac{N_{об}}{N} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^4, \quad (17)$$

где $H_{об}$, $Q_{об}$, $N_{об}$ – параметры для обточенного колеса с диаметром $D_{об}$.

Приведенные зависимости применяют при коэффициенте быстроходности насоса $n_s \geq 150$. При значениях $n_s \leq 150$ более точно изменение подачи и мощности характеризуют формулы:

$$\frac{Q_{об}}{Q} = \frac{D_{об}}{D}; \quad \frac{N_{об}}{N} = \left(\frac{D_{об}}{D}\right)^3. \quad (18)$$

Срезка рабочего колеса позволяет существенно изменить поле деятельности насоса и за счет этого иногда уменьшить требуемую мощность электродвигателя при той же чистоте оборотов.

Величина срезки рабочего колеса ограничивается для насосов разной быстроходности. Коэффициент быстроходности n_s является основным критерием подобия насосов и определяется по формуле

$$n_s = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (19)$$

где n – частота вращения рабочего колеса, об/мин; Q – подача насоса, м³/с; H – напор, м. Все параметры принимаются при максимальном КПД.

На быстроходность существенно влияет форма рабочего колеса. Так, насосы типа К обычно относятся к тихоходным и имеют $n_s \leq 120$. Для таких насосов максимальная обточка не должна превышать 15–20 %.

Наряду с изменением диаметра рабочего колеса, для регулирования параметров работы насоса применяют изменение частоты оборотов его вала. Основным отличием регулирования изменением оборотов вала является сохранение геометрического и кинематического подобия работы насоса.

Если изменять частоту вращения вала насоса при сохранении частоты оборотов двигателя, необходимо использовать вариаторы (зубчатые коробки передач, цепные и ременные передачи), гидромуфты, электромуфты скольжения (ЭМС), регулируемые приводы. При таком способе регулирования снижается КПД насосной установки из-за потерь энергии в приводе.

Регулирование частоты оборотов двигателя наиболее экономичный метод регулирования работы насосной установки, поскольку позволяет на 5–15 % сэкономить электроэнергию и еще на 3–4 % уменьшить утечки и непроизводительные расходы.

Применяются регулируемые электроприводы нескольких видов:

- ☐ с многоскоростными электродвигателями;
- ☐ с индукторными муфтами скольжения;
- ☐ по схеме асинхронно-вентильного каскада;
- ☐ на базе вентильного электродвигателя.

Для наиболее применяемых для насосов асинхронных двигателей в последние годы широко внедряются частотно-регулируемые приводы. Преобразователи частоты позволяют изменять одно- или трехфазное напряжение с постоянной частотой 50 Гц в трехфазное напряжение частотой в диапазоне от 0 до 400 Гц.

При изменении частоты оборотов вала рабочего колеса основные характеристики насоса также меняются по следующим зависимостям:

$$\frac{Q_{изм}}{Q} = \frac{n_{изм}}{n}; \quad \frac{H_{изм}}{H} = \left(\frac{n_{изм}}{n} \right)^2; \quad \frac{N_{изм}}{N} = \left(\frac{n_{изм}}{n} \right)^3. \quad (20)$$

Анализ приведенных формул показывает, что взаимосвязь между напором и подачей насоса при изменении частоты оборотов рабочего колеса подчиняется закономерности

$$H = k_n Q^2, \quad (21)$$

где k_n – коэффициент пропорциональности для данного насоса, зависящий от его конструктивных особенностей.

Формула (21) – формула квадратичной параболы с вершиной в начале координат. Такая парабола называется кривой пропорциональности при различных частотах вращения, она же является кривой одинаковых значений КПД данного насоса.

На рис. 49 показано изменение напорной характеристики насоса при уменьшении частоты оборотов рабочего колеса с n до $n_{изм}$. Точка A с координатами $Q_A; H_A$ перемещается в положение $A_{изм}$ с координатами $Q_{Аизм}; H_{Аизм}$ по кривой пропорциональности $H = k_n Q^2$.

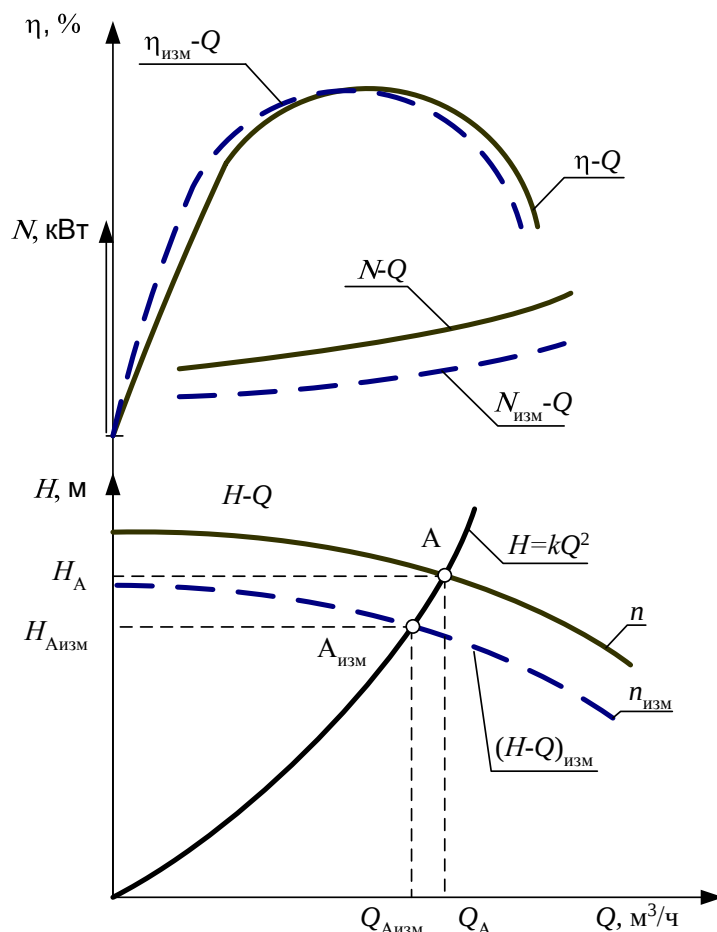


Рис. 49. Изменение параметров работы насоса при уменьшении частоты оборотов рабочего колеса

Другие параметрические характеристики насоса также изменяются в соответствии с зависимостями (20), как показано на рис. 49.

Отличительной особенностью частотного регулирования является возможность изменения числа оборотов в большую сторону. Предел таких изменений определяется прочностными свойствами материала насоса и трубопроводов и герметичностью уплотнительных устройств (сальников). Обычно увеличение частоты оборотов по сравнению с номинальной ограничивается значением 20–30 %.

Заметим, что графические параметрические характеристики насосов с измененной частотой оборотов сходны с характеристиками насосов с обточенным рабочим колесом (рис. 47), поскольку кривые пропорциональности подобны.

12. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ

Если работа одного насоса не обеспечивает расчетные параметры по подаче или напору, прибегают к одновременному включению двух или нескольких насосов.

Различают совместную параллельную и последовательную работу насосов. Последовательная работа необходима при недостаточности напора от одного насоса. Такая работа применяется очень редко, поскольку выход из строя одного из последовательно установленных насосов неизбежно влечет отключение и второго. Последовательно работающие насосы чаще используются в виде насосов многоступенчатых, когда на одном валу установлено несколько рабочих колес. Вода перетекает из одного рабочего колеса в другое, как если бы из одного насоса в другой. Последовательная совместная работа насосов в настоящем практикуме не рассматривается.

Совместная параллельная работа применяется для увеличения подачи, если производительность одного насоса недостаточна. Для совместной работы используются насосы как одинаковых, так и разных марок.

Основным условием совместной параллельной работы насосов является равенство напоров в точке слияния потоков, идущих от разных насосов. При параллельной работе насосов их общая подача находится суммированием подачи каждого насоса при одинаковом напоре. По этому правилу строится совместная напорная характеристика $(H-Q)_{1+2}$ насосов, как показано на рис. 50.

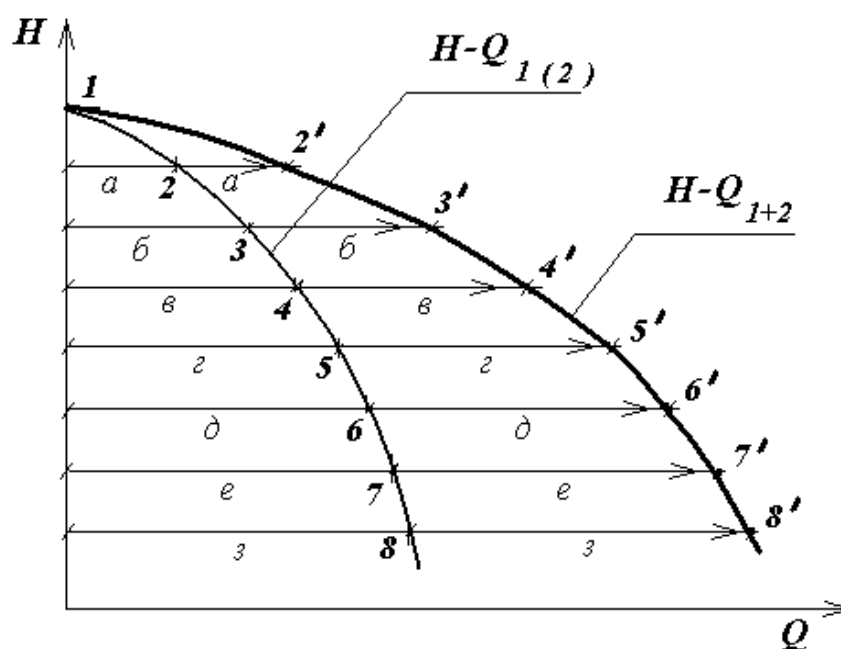


Рис. 50. Схема построения напорной характеристики двух одинаковых насосов

Из каталога переносится напорная характеристика одного насоса $H-Q_{1(2)}$. С произвольным интервалом производится горизонтальные линии, которые пересекают характеристику одного насоса в точках 1, 2, 3 ... 8. При этом между осью напора и точками образуются отрезки а, б, в ... з. Переносим эти отрезки вправо с образованием точек 1', 2', 3', ... 8', через которые проводим линию, являющуюся совместной напорной характеристикой двух насосов $H-Q_{1+2}$. Аналогично строится совместная напорная характеристика трех и более насосов. Совместные характеристики мощности, кпд, кавитационного запаса не строятся, поскольку их сложно использовать для анализа совместной работы насосов.

При совместной параллельной работе насосов важное значение имеет расположение насосов относительно точки слияния потоков. При симметричном расположении суммарная напорная характеристика строится по описанным выше правилам. Если имеются различия как по отметкам осей насосов, так и по их удаленности от точки слияния, следует для наиболее удаленного насоса построить приведенную к точке слияния характеристику. В этом случае совместную характеристику получают сложением характеристики из каталога и приведенной.

Если оба насоса достаточно удалены от точки слияния потоков, то приведенные характеристики строятся для каждого насоса и затем суммируются.

На совместную напорную характеристику насосов накладывают в том же масштабе характеристику общего трубопровода (сети) SQ^2 . На пересечении линий получаем рабочую точку, характеризующую общую подачу и развиваемый обоими насосами напор, как показано на рис. 51.

Если установлены насосы разных марок, то при совместной работе на трубопровод с характеристикой SQ^2 они дают расход Q^{1+2} , соответствующий положению рабочей точки A_{1+2} (рис. 51, а). При этом первый насос имеет подачу Q_1 , соответствующую положению точки 1, а второй – Q_2 , соответствующую положению точки 2. Указанные точки получают проекцией рабочей точки A_{1+2} на напорные характеристики насосов $(H-Q)_1$ и $(H-Q)_2$. Если бы эти насосы работали поодиночке, то положение рабочих точек на тот же трубопровод были бы A_1 и A_2 , а их подача была бы Q_1^A и Q_2^A соответственно. Проекция рабочих точек 1 и 2 на другие характеристики насосов показывает значения мощности и кпд – N_1, N_2 и η_1, η_2 – при совместной работе. Как можно видеть из рис. 51, при работе поодиночке насосы имеют другие значения этих характеристик. Поэтому при выборе насосов для совместной работы следует оценить, насколько экономичной будет работа каждого из них при одновременном включении.

Аналогичные построения выполняются для анализа совместной работы одинаковых насосов (рис. 51, б). При работе одного насоса на трубопровод рабочая точка находится в положении A_1 , двух – A_{1+2} , трех – A_{1+2+3} . При одновременной работе трех насосов их суммарная подача равна Q_{1+2+3} , а каждый из насосов развивает параметры, соответствующие положению точки 1: Q_1 , H , N_1 , η_1 . Как можно видеть, подача каждого из совместно работающих насосов меньше, чем его подача при работе в одиночку Q_1^A . Эта разница зависит от крутизны напорной характеристики насосов: она меньше для насосов с пологими характеристиками. Поэтому считается, что наибольший эффект от совместной параллельной работы насосов достигается именно для таких насосов. Аналогичная закономерность наблюдается и для трубопроводов с пологими характеристиками SQ^2 .

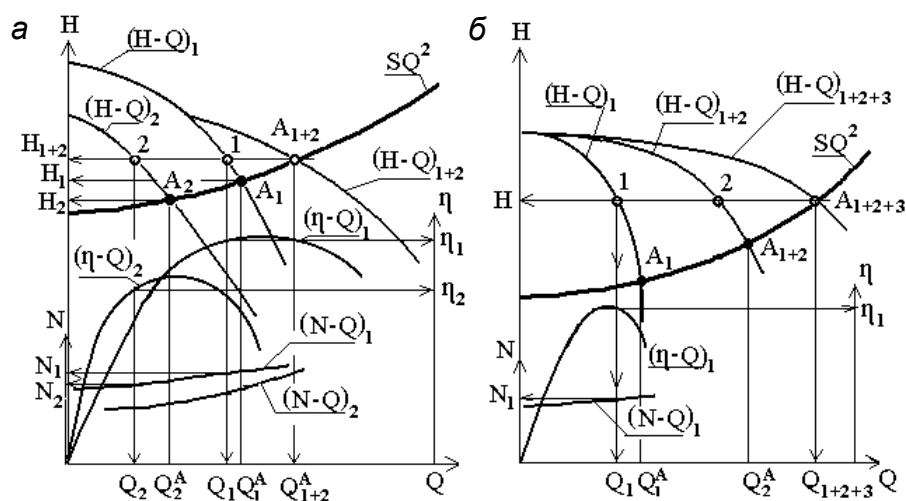


Рис. 51. Совместная параллельная работа насосов на водопроводную сеть: а – двух разных насосов; б – трех одинаковых насосов

Если совместно работающие насосы разно удалены от точки слияния потоков и при построении совместной характеристики использовались приведенные характеристики (см. выше), при построении характеристики трубопровода гидравлические сопротивления принимаются для участка от точки слияния потоков до потребителя.

13. ИСПЫТАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Рабочие параметры динамических насосов зависят от многих конструктивных особенностей, теоретическое описание которых затруднительно, поэтому каждый выпускаемый насос подвергается испытаниям.

Испытания обычно производятся на производстве, но могут быть выполнены в эксплуатационных условиях. Это особенно важно после проведения ремонтных работ на насосе.

Испытания производятся согласно ГОСТ 6134-2007 «Насосы динамические. Методы испытаний». Испытания бывают двух классов, отличающихся точностью полученных результатов. Выбор того или иного класса производится в зависимости от вида испытаний, которые бывают предварительными, приемочными, приемно-сдаточными, периодическими, квалификационными, типовыми и сертификационными.

Перед началом испытаний подсчитываются предельные допустимые погрешности результатов испытаний, измеряются все постоянные величины (диаметры трубопроводов, положение манометров и т. д.)

Замеры показаний приборов производятся при установившемся режиме в течение периода времени, не превышающего 10 с. Количество режимов испытаний (опытов) при значениях подачи не менее 10, которые отличаются друг от друга не более, чем на 12 % номинальной подачи. Диапазон изменяемой подачи в испытаниях распространяется от нуля до величины, как минимум на 10 % больше рабочего интервала насоса.

Параметрические испытания чаще всего проводятся для насосов, поскольку позволяют получать фактические эксплуатационные характеристики насоса – напорную, мощностную, кавитационную, экономическую.

При таких испытаниях регулирование подачи насоса осуществляется задвижкой. Задвижка создает гидравлическое сопротивление на напорной линии, которое меняется в зависимости от степени ее открытия. Поскольку протяженность трубопровода лабораторной установки делается минимальной, основные потери напора создает задвижка. Напорная характеристика трубопровода описывается уравнением

$$H = H_z + S Q^2, \quad (22)$$

где H_z – геометрическая высоты подъема, м; S – гидравлическое сопротивление трубопроводов и задвижки.

Если построить напорные характеристики трубопроводов при каждом новом положении шпинделя задвижки, то точки их пересечения с характеристикой насоса дадут рабочие (режимные) точки работы насоса. Этим обстоятельством пользуются при выполнении параметрических испытаний. Определив в опыте по приборам значения Q и давление по манометру и вакуумметру, подсчитывают создаваемый насосом напор, м, по формулам:

$$H = H_{ман} + H_{вак} + Z + \frac{V_n - V_{вс}}{2g}, \quad (23)$$

$$H_{.м} = \frac{p_{.м}}{\rho g}; \quad H_{.г} = \frac{p_{.г}}{\rho g}. \quad (24)$$

Отложив на графике координаты H и Q каждого опыта, получаем набор точек, по которым строится напорная характеристика насоса, как показано на рис. 52.

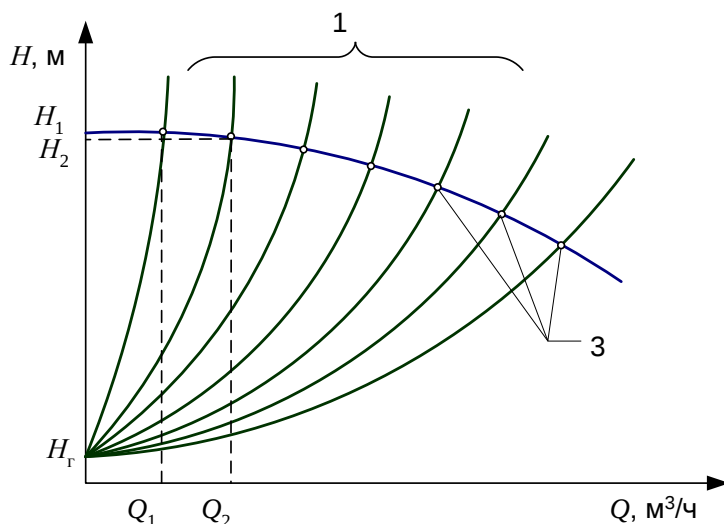


Рис. 52. Построение характеристики насоса:
1 — напорные характеристики трубопровода;
2 — напорная характеристика насоса; 3 — рабочие точки

Параметрические испытания на рабочем месте позволяют получить реальные внешние параметры работы насоса в зависимости от условий их эксплуатации и степени износа в процессе эксплуатации.

Порядок проведения параметрических испытаний:

- 1) закрыть задвижку на напорном трубопроводе;
- 2) открыть задвижку на всасывающем трубопроводе и заполнить насос;
- 3) запустить двигатель, дождаться развития постоянного напора;
- 4) открыть полностью задвижку на напорном трубопроводе и дать возможность насосу поработать на максимальной подаче, чтобы удалить воздух из насоса и трубопроводов и прогреть подшипники;
- 5) снова закрыть задвижку на напорном трубопроводе, обеспечивая нулевую подачу, снять показания приборов;
- 6) постепенно открывая задвижку на напорном трубопроводе, изменять подачу насосов до максимального значения (не менее 10 опытов);
- 7) закрыть задвижку на напорном трубопроводе;
- 8) выключить двигатель.

По результатам испытаний строятся основные параметрические характеристики насоса.

14. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ДЛЯ НАСОСОВ

В качестве привода насосов используются двигатели внутреннего сгорания, поршневые и электрические. Электродвигатели, вследствие их компактности и высокого кпд практически вытеснили все остальные.

Для водопроводных и канализационных насосов применяются в основном асинхронные и реже синхронные двигатели переменного тока.

Асинхронные электродвигатели с короткозамкнутым ротором имеют простую конструкцию (рис. 53), большую надежность в эксплуатации, высокий коэффициент мощности и КПД. Недостатком двигателей с короткозамкнутым ротором является большой пусковой ток – в 3–7 раз больше номинального.

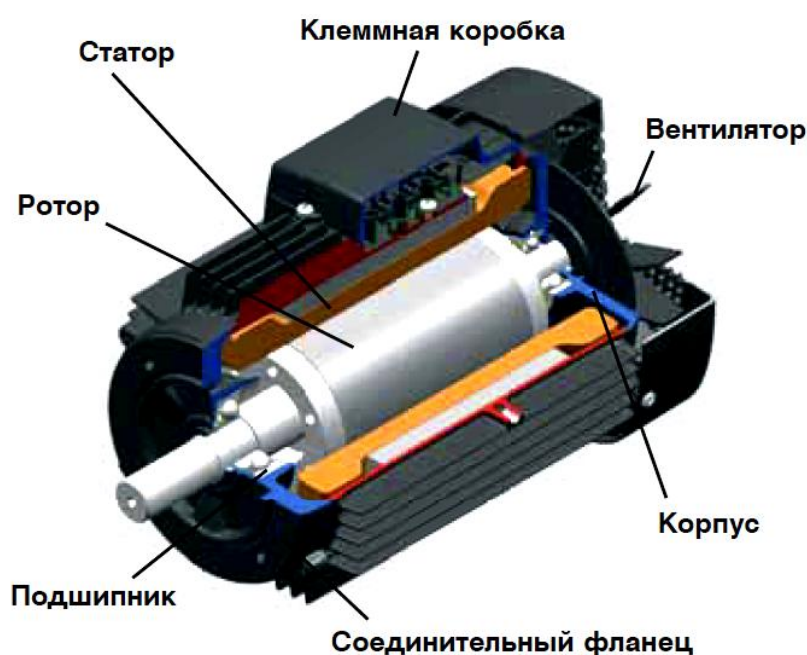


Рис. 53. Устройство асинхронного двигателя

Асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором применяются при мощности до 300 кВт (напряжение 380 В при мощности до 100 кВт и 6300 В – при больших мощностях).

Основные части электродвигателя: статор и ротор (рис. 53).

Статор – неподвижный компонент электродвигателя. Он включает в себя несколько обмоток, полярность которых меняется при прохождении через них переменного тока. Таким образом, создаётся комбинированное магнитное поле статора.

Ротор – подвижная часть электродвигателя, которая вращается с валом электродвигателя, двигаясь вместе с магнитным полем статора. В асинхронных электродвигателях с короткозамкнутыми роторами ис-

пользуются так называемые «беличьи колеса» (см. рис. 54). При вращении ротора магнитное поле движется перпендикулярно обмоткам проводников ротора; в них появляется ток. Этот ток циркулирует по обмоткам проводников и создаёт магнитные поля вокруг каждого проводника ротора. Так как магнитное поле в статоре постоянно меняется, то меняется и поле в роторе. Это взаимодействие и вызывает движение ротора. Как и статор, ротор изготовлен из пластин электротехнической стали. Но, в отличие от статора, с обмотками из медной проволоки, обмотки ротора выполнены из литого алюминия, которые играют роль проводников.

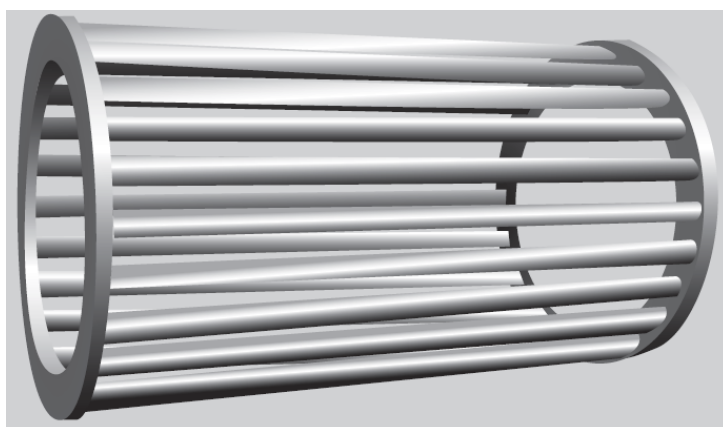


Рис. 54. «Беличье колесо»

Частота вращения вала электродвигателя определяется количеством полюсов статора. В таблице приведена зависимость синхронной частоты вращения от количества полюсов при частоте питающей сети 50 Гц.

Количество полюсов	Синхронная частота вращения
2	3000
4	1500
6	1000
8	750

Количество полюсов электродвигателя определяется количеством пересечений поля обмотки полем ротора (см. рис. 55).

Электродвигатели переменного тока называют **асинхронными**, потому что движущееся поле ротора отстает от поля статора. Во время работы частота вращения ротора всегда ниже частоты вращения магнитного поля статора. Таким образом, магнитное поле ротора может пересекать магнитное поле статора и создавать вращающий момент. Эта разница в частоте вращения полей ротора и статора называется

скольжением и измеряется в процентах. Скольжение необходимо для создания вращающего момента. Чем больше нагрузка, а следовательно, и вращающий момент, тем больше скольжение.

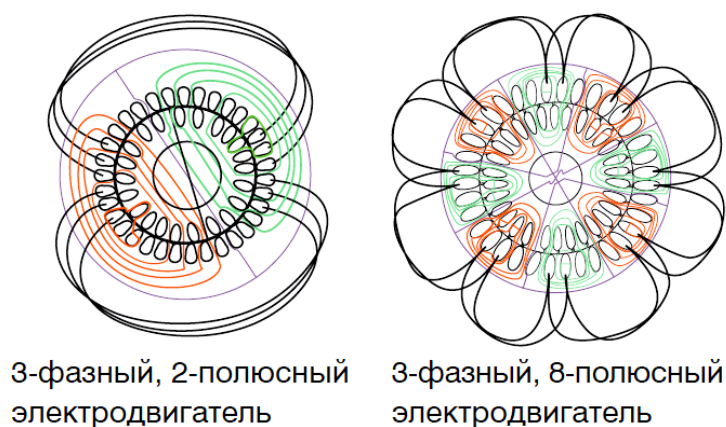


Рис. 55. Обмотки фаз и количество полюсов

Синхронные двигатели применяются обычно при мощности более 300 кВт. Их отличают устойчивость в работе, особенно при колебаниях напряжения в сети.

Как и насосы, электродвигатели бывают горизонтальные и вертикальные (по положению вала).

Горизонтальные насосы передают вес на фундамент через собственные опоры или (для малых насосов) через опорную часть насоса (моноблочные насосы).

Вертикальные двигатели небольшого габарита и веса могут опираться на корпус насоса. Для тяжелых двигателей (у насосов типа В, НДВ) предусматривается собственная опора и даже собственный фундамент.

В зависимости от условий эксплуатации выпускаются насосы с нормальной изоляцией и защищенные с противосыровой изоляцией.

Особую конструкцию имеют двигатели, работающие в погруженном в воду положении. Для них основными проблемами являются водозащищенность токопроводящих элементов, охлаждение, герметичность и коррозионная устойчивость корпуса.

Погружными двигателями снабжаются водопроводные насосы ЭЦВ и вертикальные насосы водоотведения.

У некоторых погружных двигателей полость заполнена маслом, которое охлаждает мотор и передает через теплообменник тепло перекачиваемой жидкости.

У двигателей другого типа полость мотора сухая, а охлаждение производится охлаждающей жидкостью (водогликолевой смесью) по специальному циркуляционному контуру.

Некоторые типы двигателей охлаждаются перекачиваемой жидкостью через стенки корпуса.

15. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Лабораторная работа № 1. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ТИПА К, КМ

Цель работы: изучить принцип работы центробежных насосов типа К и особенности их конструкций.

Оборудование: препарированный макет центробежного насоса типа К, плакаты изучаемых насосов.

Порядок выполнения работы: изучить приведенные в разд. 2, 3 материалы по принципу действия центробежных насосов типа К и особенности их устройства.

Изучить устройство препарированного насоса К, определив основные конструкционные элементы. Дать названия этих элементов ниже рисунка насоса в соответствии с номерами позиций.

Замерить основные размеры конструкционных элементов препарированного насоса и записать результаты по перечисленному перечню бланка отчета.

Бланк отчета по лабораторной работе приведен в прил. 1.

Контрольные вопросы

1. На каком принципе работают центробежные насосы?
2. Какие разновидности рабочих колес существуют?
3. Основные детали центробежного насоса типа К.
4. Насос типа КМ, его отличительные особенности от насоса типа К.
5. Осевое смещение рабочего колеса. Меры борьбы с ним.
6. Обратные утечки жидкости в насосе. Мероприятия по их уменьшению.
7. Назначение и конструкция сальникового уплотнения.
8. Конструкция торцевого уплотнения.
9. Подшипники вала насоса. Назначение и разновидности.
10. Какие двигатели применяются для привода насосов типа К, КМ?

Лабораторная работа № 2. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ АРТЕЗИАНСКИХ НАСОСОВ ТИПА «ЭЦВ»

Цель работы: изучить принцип работы центробежных насосов типа «ЭЦВ» и особенности их конструкций.

Оборудование: препарированный макет центробежного насоса типа «ЭЦВ», плакаты изучаемых насосов.

Порядок выполнения работы: изучить приведенные в разд. 4 материалы по принципу действия артезианских центробежных насосов типа «ЭЦВ» и особенности их устройства.

Изучить устройство препарированного насоса «ЭЦВ», определив основные конструкционные элементы. Дать названия этих элементов ниже рисунка насоса в соответствии с номерами позиций.

Замерить основные размеры конструкционных элементов препарированного насоса и записать результаты по перечисленному перечню в бланке отчета.

Бланк отчета по лабораторной работе приведен в прил. 2.

Контрольные вопросы

1. Какие разновидности артезианских насосов различают?
2. Основные детали артезианского насоса «АТН».
3. Насос типа «ЭЦВ», его отличительные особенности от насоса типа «АТН».
4. Назначение и устройство направляющего аппарата.
5. Основные особенности двигателей погружных насосов.

Лабораторная работа № 3. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ПОСТОЯННОЙ ЧАСТОТОЙ ОБОРОТОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Цель работы: освоить методики параметрических испытаний центробежного насоса и получение его рабочих характеристик.

Лабораторная установка (рис. 56).

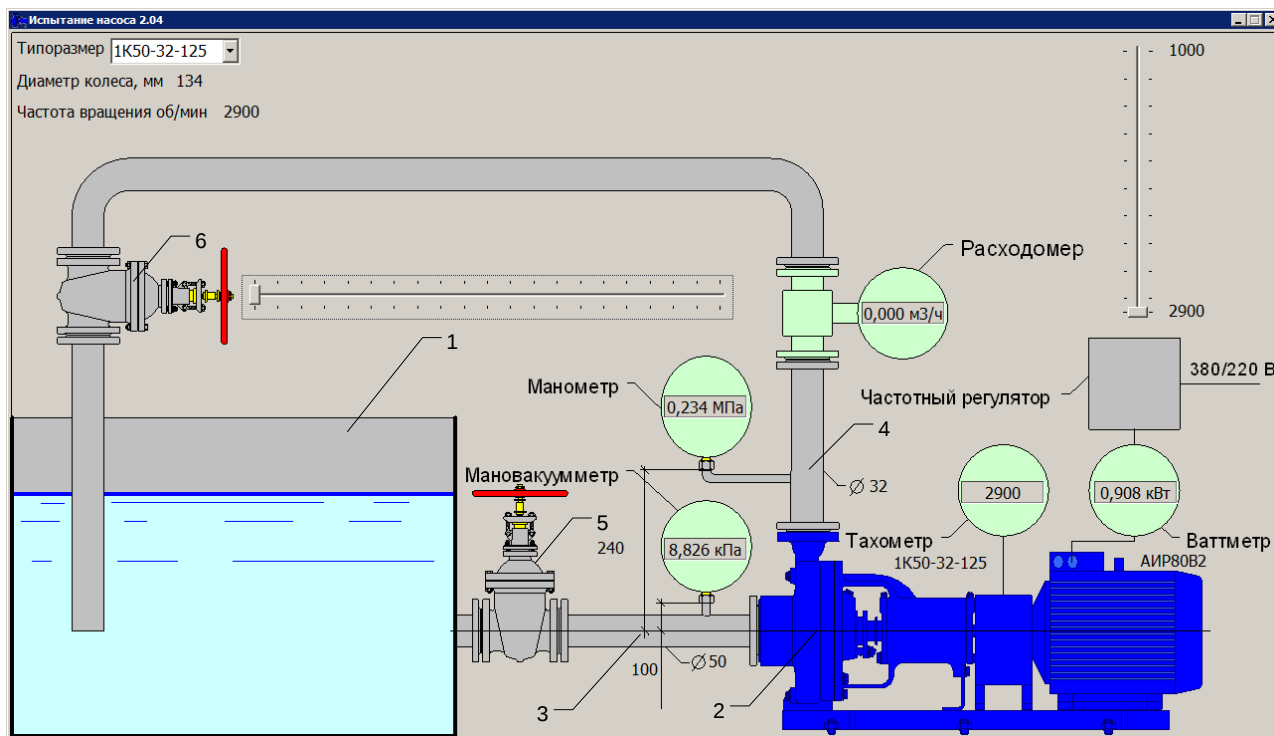


Рис. 56. Схема лабораторного стенда

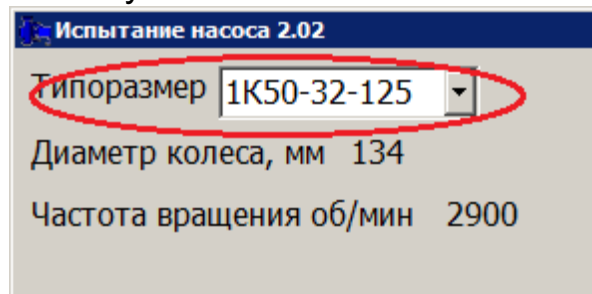
Параметрические испытания, которые проводятся в настоящей лабораторной работе, выполняются по несколько упрощенной методике чем предписывается по ГОСТ 6134-2007.

Лабораторная установка (рис. 56) состоит из резервуара 1, насосного агрегата 2 и всасывающего 3 и напорного 4 трубопроводов небольшой протяженности. На всасывающем трубопроводе установлена задвижка 5. Напорный трубопровод оборудован регулирующей задвижкой 6. Стенд оснащен регулятором частоты вращения вала двигателя.

Для снятия параметров работы насоса установлены приборы: вакуумметр, манометр, расходомер, ваттметр, тахометр.

Некоторые размеры элементов насосной установки изменяются в зависимости от марки испытуемого насоса. В процессе испытания задвижка на всасывающем трубопроводе должна быть полностью открыта.

На установке можно изменять некоторые параметры работы:



☐ марку насоса – производится с помощью поля выбора в левом верхнем угле окна;

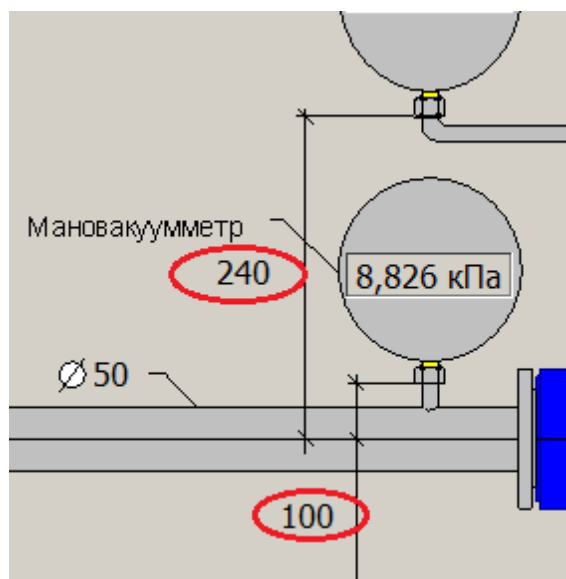
☐ подачу – производится движковым регулятором, расположенным рядом с задвижкой на напорной линии;

☐ частоту вращения вала двигателя – производится движковым регулятором в правом верхнем углу схемы.

Порядок выполнения работы

С помощью проводника или другого файлового менеджера запустите на выполнение файл Pump.exe.

На появившейся схеме испытательного стенда в левом верхнем углу окна выберите необходимую марку насоса.



Запишите значения постоянных размеров установки – диаметры труб, расстояния от оси всасывающего трубопровода до мест установки манометра и вакуумметра в таблице прил. 3.

Правым верхним движковым регулятором установите номинальную частоту вращения рабочего колеса (проверьте показание по тахометру).

Движковый регулятор на задвижке установите в крайнее левое положение, что соответствует нулевой подаче насоса. Снимите показания всех приборов, которые занесите в таблицу прил. 3.

Измените положение движка регулятора задвижки примерно на 1/10 всего интервала. Снимите показания приборов.

Повторить опыты 8–10 раз. Последний опыт провести при полном открытии задвижки (максимальная подача).

Обработка результатов опытов

Определяется скорость воды в напорном и всасывающем трубопроводах, м/с, по формуле

$$V = \frac{4Q}{3,14 \cdot 3600 d^2}. \quad (25)$$

Подсчитывается напор насоса в опытах, м, по формуле

$$H = H_{ман} + H_{вак} + Z + \frac{V_n - V_{вс}}{2g}, \quad (26)$$

где

$$H_{ман} = \frac{p_m}{\rho g}, \quad H_{вак} = \frac{p_{вак}}{\rho g}. \quad (27)$$

3. Определяется полезная мощность насоса в опытах, кВт,

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{3600 \cdot 1000}. \quad (28)$$

4. Вычисляется значение кпд насоса, %,

$$\eta = \frac{N_n}{N_{\epsilon}} \cdot 100. \quad (29)$$

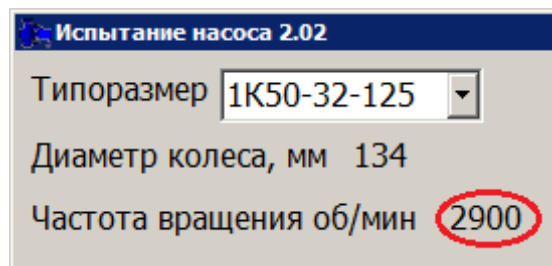
Результаты расчетов заносятся в таблицу прил. 3.

Строится график основных параметрических зависимостей $Q-H$, $Q-N_n$, $Q-\eta$ по образцу рис. 3.2 прил. 3. Масштабы шкал выбираются таким образом, чтобы линии зависимостей не накладывались друг за друга. Как пример см. рис. 47.

5. По напорной характеристике находится оптимальная подача и напор насоса (при наибольшем кпд насоса).

Контрольные вопросы

1. Какие параметры характеризуют работу насоса?
2. Какие разновидности напорной характеристики насоса бывают?
3. Какая точка характеризует оптимальную работу насоса?
4. Как определяется полезная мощность насоса?



5. Как определяется эффективная (затраченная) мощность насоса?
6. Как определяется КПД насоса?
7. Какие схемы установки насосов различают?
8. Как определяется расчетный (требуемый) напор насосов?
9. Как производятся параметрические испытания насоса?
10. Как изменяются параметры работы насоса при обточке рабочего колеса?

Лабораторная работа № 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ПЕРЕМЕННОЙ ЧАСТОТОЙ ОБОРОТОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Цель работы: изучить закономерности изменения характеристик центробежного насоса при регулировании частоты оборотов двигателя.

Лабораторная установка (рис. 5б) состоит из резервуара 1, насосного агрегата 2 и всасывающего 3 и напорного 4 трубопроводов небольшой протяженности. На всасывающем трубопроводе установлена задвижка 5. Напорный трубопровод оборудован регулирующей задвижкой 6. Стенд оснащен регулятором частоты вращения вала двигателя.

Для снятия параметров работы насоса установлены приборы: вакуумметр, манометр, расходомер, ваттметр, тахометр.

Некоторые размеры элементов насосной установки изменяются в зависимости от марки испытуемого насоса. В процессе испытания задвижка на всасывающем трубопроводе должна быть полностью открыта.

На установке можно изменять некоторые параметры работы:

- ☐ марку насоса – производится с помощью поля выбора в левом верхнем углу окне;
- ☐ подачу – производится движковым регулятором, расположенным рядом с задвижкой на напорной линии;
- ☐ частоту вращения вала двигателя – производится движковым регулятором в правом верхнем углу схемы.

Порядок выполнения работы

Методика проведения настоящей лабораторной работы построена таким образом, чтобы максимально приблизить применение регулирования работы насоса изменением частоты оборотов рабочего колеса к практическим ситуациям. Обычно такую регулировку применяют, когда расчетный напор значительно меньше (или больше), чем выбранный насос при расчетной подаче. Прежде чем применить регулирование необходимо расчетом определить измененную частоту оборотов рабочего колеса. Это позволяет правильно выбрать регулировочное оборудование, просчитать экономическую эффективность работы насосной установки.

По полученным в лабораторной работе № 3 параметрическим характеристикам испытанного насоса определяется значение оптимальной подачи и соответствующего напора: $Q_{онм}$; $H_{онм}$. Напорная линия с точкой оптимума переносится на график с координатами Q и H (по форме рис. 4.2 прил. 4).

Расчетом уменьшаем напор насоса $H_{онм}$ на 20 (30) %, сохранив подачу $Q_{онм}$. Получим координаты точки (назовем ее $A_{изм}$), которую примем в опытах за расчетную точку, и по которой следует определить расчетную частоту оборотов рабочего колеса при регулировании: $Q_{Аизм} = Q_{онм}$; $H_{Аизм}$.

Определим коэффициент пропорциональности k_n для насоса, подставив координаты расчетной точки в формулу

$$k_n = \frac{H_{Аизм}}{Q_{Аизм}^2}. \quad (30)$$

Задаваясь с небольшим интервалом значениями подачи (4–5 значений), по формуле (30) определим соответствующие им напоры. На графике Q – H построим 4–5 точек, по которым проведем кривую пропорциональности $H = k_n Q^2$.

Кривая пропорциональности пересечет напорную характеристику насоса при номинальной частоте оборотов n в точке A с координатами H_A , Q_A , как показано в примере на рис. 57.

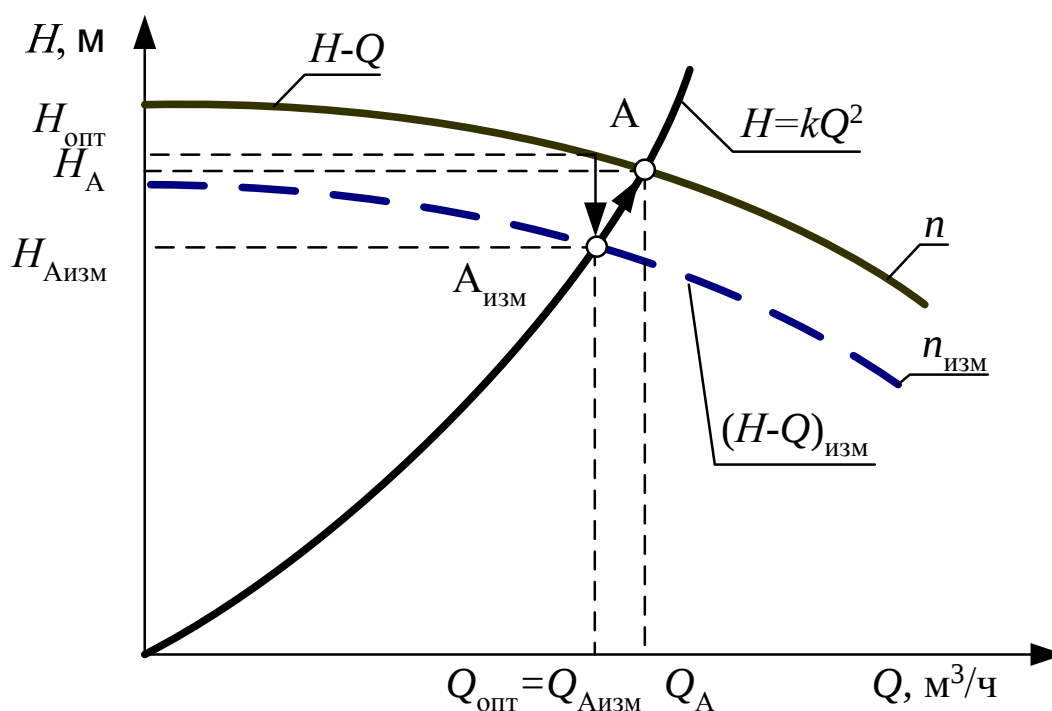


Рис. 57. Построение напорной характеристики насоса при изменении частоты вращения рабочего колеса

Значения подачи или напора для точек A и $A_{изм}$ подставляем в формулу для определения измененной частоты оборотов рабочего колеса:

$$n_{изм} = \frac{Q_{Aизм} n}{Q_A}; \quad \text{или} \quad n_{изм} = \frac{H Q_{Aизм} n}{H_A}. \quad (31)$$

Эта частота является расчетной и используется для настройки частотного регулятора в испытаниях. Напорная характеристика насоса с частотой $n_{изм}$ должна пройти через расчетную точку $A_{изм}$.

С помощью проводника или другого файлового менеджера запустите на выполнение файл Pump.exe.

В появившемся рисунке испытательного стенда в левом верхнем окне выберите ту марку насоса, которую вы испытывали в лабораторной работе № 3.

В таблицу прил. 4 впишите значения постоянных размеров установки – диаметров труб, расстояний до манометра и вакуумметра.

Правым верхним движковым регулятором установите расчетную измененную частоту вращения рабочего колеса – $n_{изм}$, об/мин, (проверьте показание по тахометру).

Движковый регулятор на задвижке установите в крайнее левое положение, что соответствует нулевой подаче насоса. Снимите показания всех приборов, которые занесите в таблицу прил. 4.

Измените положение движка регулятора задвижки примерно на 1/10 всего интервала. Снимите показания приборов.

Повторить опыты 8–10 раз. Последний опыт провести при полном открытии задвижки (максимальная подача).

Обработка результатов опытов

1. Определяется скорость воды в напорном и всасывающем трубопроводах, м/с, по формуле

$$V = \frac{Q}{3,14 \cdot 3600 d^2}, \quad (32)$$

где d – диаметр соответствующего трубопровода, м.

2. Подсчитывается напор насоса в опытах, м, по формуле

$$H = H_{ман} + H_{вак} + Z + \frac{V_n - V_{вс}}{2g}, \quad (33)$$

где

$$H_{ман} = \frac{p_m}{\rho g}, \quad (34)$$

$$H_{вак} = \frac{p_{вак}}{\rho g}. \quad (35)$$

3. Определяется полезная мощность насоса, кВт, в опытах

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{3600 \cdot 1000} \quad (36)$$

4. Вычисляется значение КПД насоса, %,

$$\eta = \frac{N_n}{N_e} \cdot 100. \quad (37)$$

Результаты расчетов заносятся в таблицу прил. 4.

На ранее построенный график $Q-H$ с напорной характеристикой испытанного насоса с номинальной частотой оборотов рабочего колеса по опытными данным из таблицы прил. 4 наносятся графические зависимости: $(Q-H)_{изм}$; $(Q-N_n)_{изм}$; $(Q-\eta)_{изм}$. Масштабы шкал выбираются таким образом, чтобы линии зависимостей не накладывались друг за друга. В качестве примера см. рис. 47.

По напорной характеристике $(Q-H)_{изм}$ находится оптимальная подача и напор насоса (при наибольшем КПД насоса).

Сопоставляется изменение основных параметров работы насоса H , Q (номинальные значения) при различной частоте оборотов рабочего колеса.

Контрольные вопросы

1. Какими способами регулируют работу насоса?
2. Какие способы регулирования частоты оборотов рабочего колеса насоса применяются?
3. Как изменяются основные параметры работы насоса при изменении частоты оборотов рабочего колеса?
4. Что такое кривая пропорциональности насоса?
5. Как определяется коэффициент пропорциональности насоса?
6. Как определяется изменяемая частота оборота рабочего колеса насоса?
7. Как изменяется напор насоса при частотном регулировании?
8. Как изменяется мощность насоса при частотном регулировании?

Лабораторная работа № 5. РАБОТА ДВУХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОМ СОЕДИНЕНИИ

Цель работы: исследовать совместную работу двух параллельно соединенных насосов и построить для насосной установки напорную характеристику.

Лабораторная установка (рис. 58) состоит из резервуара с водой 1, двух насосных агрегатов 2, двух всасывающих и напорных трубопроводов насосов 3 и общего напорного трубопровода небольшой протяженности 4. На напорном трубопроводе установлена регулирующая задвижка 6. На всасывающих трубопроводах установлены отключающие задвижки 5, которые в опытах должны быть полностью открыты.

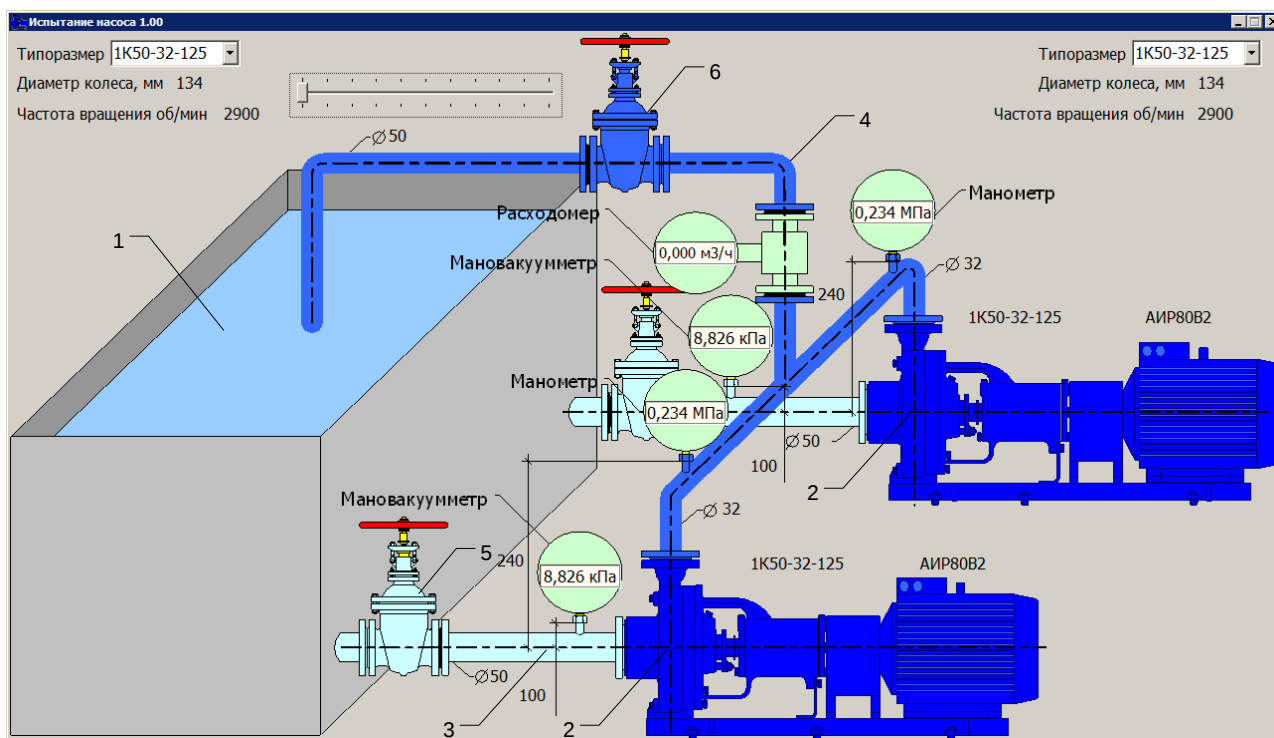


Рис. 58. Схема лабораторной установки

Испытанию могут быть подвергнуты как одинаковые, так и различные по параметрам насосы. В настоящей лабораторной работе испытываются насосы одной марки.

Для снятия параметров работы насосов установлены приборы: вакуумметры, манометры, расходомер.

Некоторые размеры элементов насосной установки изменяются в зависимости от марки испытываемых насосов.

На установке можно изменять некоторые параметры работы:

- ☐ марку насосов — производится по контекстному меню в левом и правом верхних углах окна;
- ☐ подачу — производится движковым регулятором, расположенным рядом с задвижкой на напорной линии.

Порядок выполнения работы

С помощью проводника или другого файлового менеджера запустите на выполнение файл Pump2.exe.

На появившейся схеме испытательного стенда в левом верхнем углу окна выберите необходимую марку насоса. Повторите эти действия для второго насоса в правом верхнем углу окна.

Запишите значения постоянных размеров установки – диаметры труб, расстояния от оси всасывающего трубопровода до мест установки манометра и вакуумметра в таблицу прил. 5.

Движковый регулятор на задвижке установите в крайнее левое положение, что соответствует нулевой подаче насоса. Снимите показания всех приборов, которые заносятся в таблицу прил. 5. Показания манометра и мановакуумметра берется на трубопроводах одного из насосов, поскольку для другого насоса они будут такие же.

Измените положение движка регулятора задвижки примерно на 1/10 всего интервала. Снимите показания приборов.

Повторить опыты 8–10 раз. Последний опыт провести при полном открытии задвижки (максимальная подача).

Обработка результатов опытов

1. Определяется скорость воды в напорном и всасывающем трубопроводах, м/с, для одного из насосов по формуле (25)

$$V = \frac{4Q}{3,14 \cdot 3600 d^2}.$$

2. Подсчитывается напор, м, создаваемый насосами в опытах, по формулам (26), (27):

$$H = H_{ман} + H_{вак} + Z + \frac{V_n - V_{вс}}{2g},$$

где
$$H_{ман} = \frac{p_m}{\rho g}, \quad H_{вак} = \frac{p_{вак}}{\rho g}.$$

3. Результаты расчетов заносятся в таблицу прил. 5.

Строится график основной параметрической зависимости – напорной характеристики – $H-Q_{1+2}$ для двух насосов по форме рис. 5.2 прил. 5.

Для анализа совместной работы насосов из лабораторной работы № 3 на этот график переносятся зависимости $H-Q$ и $\eta-Q$ для насоса этой же марки при работе в одиночку. Если испытания одного насоса не были ранее проведены, то следует их выполнить по методике лабораторной работы № 3.

На напорной характеристике одного насоса $H-Q$ произвольно выбирается точка A_1 (желательно в области номинальной подачи). По положению этой точки вычисляется гидравлическое сопротивление трубопровода S по формуле

$$S = \frac{H_{A1}}{Q_{A1}^2}, \quad (38)$$

где H_{A1} и Q_{A1} напор и подача насоса, соответствующие точке A_1 .

По определенным в опытах значениям подачи вычисляются расчетные напоры H_{mp} для построения напорной характеристики трубопровода

$$H_{mp} = H_z + \sum SQ^2, \quad (39)$$

где H_z – геометрическая высота подъема, в настоящей лабораторной работе $H_r = 0$.

Результаты расчетов заносятся в таблицу прил. 5.

На графике $Q-H$ строится напорная характеристика трубопровода, которая пересекает напорную характеристику двух насосов $Q-H_{1+2}$ в точке A_{1+2} . Проекция этой точки на напорную характеристику одного насоса даст точку 1, с параметрами Q_1 и H_1 (см. рис. 59).

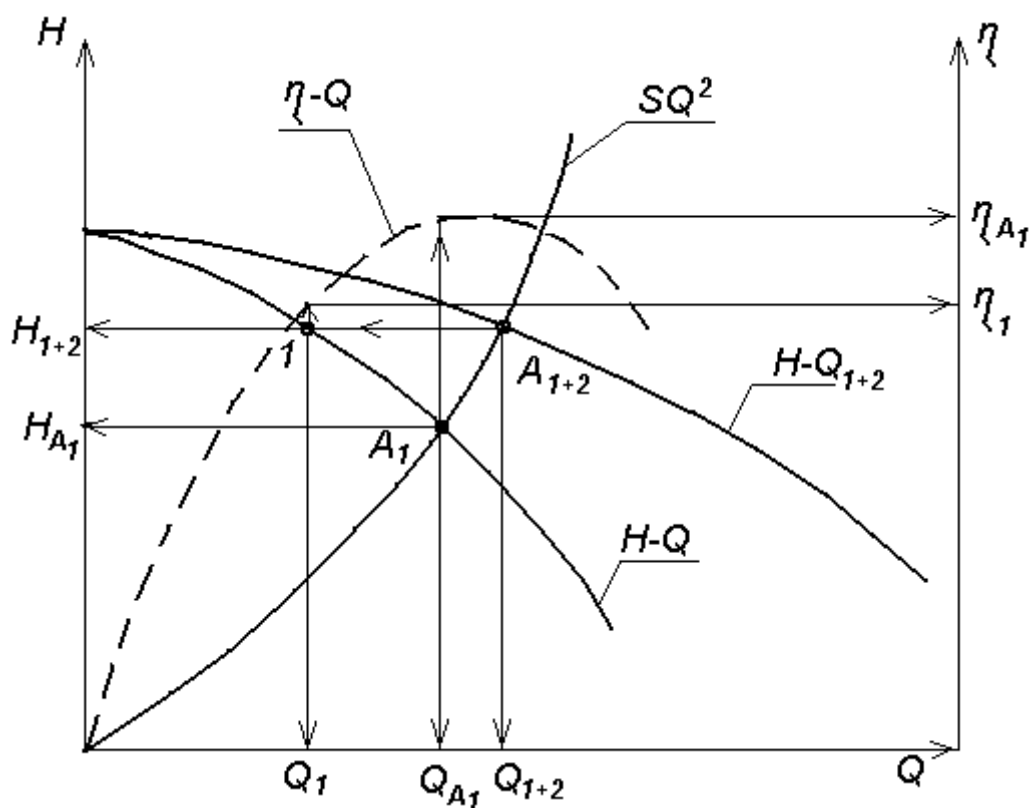


Рис. 59. Анализ совместной работы насосов

Значения этих параметров будут отличаться от соответствующих параметров точки A_1 . Следует определить, насколько уменьшилась подача каждого насоса по сравнению с подачей при работе насоса в одиночку при данной напорной характеристике трубопровода

$$\Delta Q = (Q_{A_1} - Q_1) / 100, \%. \quad (40)$$

Проекция точки 1 на характеристику $Q-\eta$ одного насоса даст значение КПД каждого из двух насосов при совместной работе η_{A1} (см. пример на рис. 59). Он будет отличаться от КПД насоса при работе в одиночку (проекция точки A_1 на характеристику $Q-\eta$), т. е. η_1 . Следует определить, каковы эти изменения – увеличение или уменьшение.

Контрольные вопросы

1. Для чего применяется совместная параллельная работа насосов?
2. Как строится напорная характеристика совместно параллельно работающих насосов?
3. Как изменяются подача и напор каждого из совместно работающих насосов по сравнению с их индивидуальной работой на данный трубопровод?
4. Как строится напорная характеристика совместно работающих насосов при их разноудаленности от точки слияния потоков?
5. Для насосов с какими напорными характеристиками достигается наибольшее увеличение подачи при совместной параллельной работе?
6. Изменяется ли кпд каждого из совместно работающих насосов?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Изложенные в практикуме материалы по устройству и характеристикам центробежных насосов должны быть в полной мере использованы студентами при освоении теоретического курса «Насосные и воздуходувные станции».

Наряду с отечественными насосами, в практикуме показаны и описаны некоторые образцы насосов ведущих зарубежных насосостроительных предприятий. В них отражены современные тенденции в конструировании насосов.

Особое внимание следует уделить изучению параметрических и энергетических характеристик насосов, их зависимости от конструктивных особенностей и назначения насосов. После освоения этих разделов практикума следует выполнять практическую часть – испытание насосов.

Анимационные лабораторные работы позволяют испытывать несколько марок насосов, что дает возможность проводить сравнительную оценку полученных характеристик. Это удобно делать в группе при защите лабораторных работ.

Для усиления практического эффекта анимационные лабораторные работы следует подкрепить демонстрацией студентам натурных испытаний насосов или учебного фильма о таких испытаниях.

БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 1

Лабораторная работа № 1 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ТИПА К, КМ

Цель работы: изучить принцип работы центробежных насосов типа К и особенности их конструкций.

Оборудование: препарированный макет центробежного насоса типа К, плакаты изучаемых насосов (рисунок).

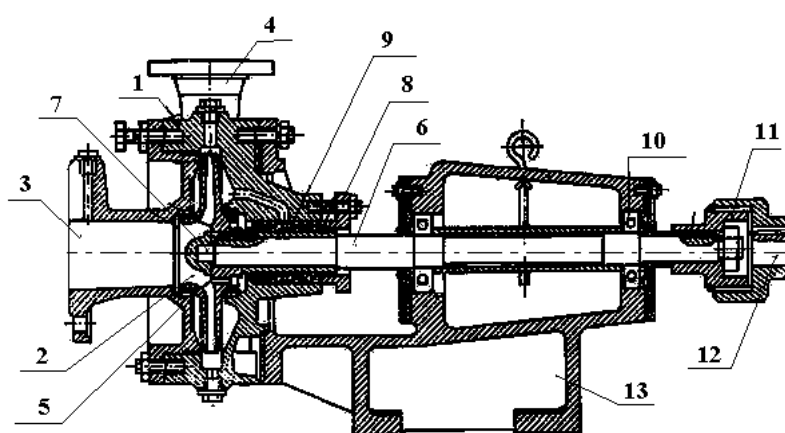


Рисунок. Конструкция насоса типа К:

где 1 –;
2 –; и т.д.

Замеры конструктивных элементов:

Диаметр всасывающего патрубка – мм;
Диаметр напорного патрубка – мм;
Диаметр рабочего колеса – мм;
Количество лопаток на рабочем колесе –
Междисковое пространство рабочего колеса – мм;
Диаметр вала насоса – мм;
Количество сальниковых прядей –
Вид разъема корпуса –
Вид соединительной муфты –
Вид подшипника вала насоса –

Дать современную маркировку препарированного насоса.

БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 2

Лабораторная работа № 2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ АРТЕЗИАНСКИХ НАСОСОВ ТИПА «ЭЦВ»

Цель работы: изучить принцип работы центробежных насосов типа «ЭЦВ» и особенности их конструкций.

Оборудование: препарированный макет центробежного насоса типа «ЭЦВ», плакаты изучаемых насосов (рисунок).

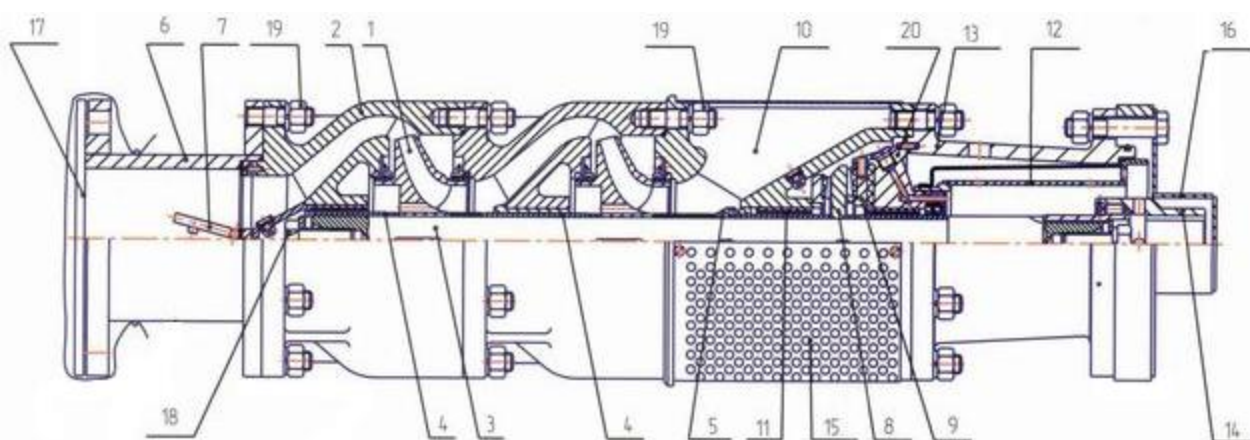


Рисунок. Конструкция насоса типа «ЭЦВ»:

где 1 –;
2 –; и т.д.

Замеры конструктивных элементов:

Диаметр корпуса насоса – мм;
Диаметр электродвигателя – мм;
Диаметр рабочего колеса – мм;
Количество секций насосашт.
Диаметр водоподъемной трубы – мм;
Количество лопаток на рабочем колесе –
Междисковое пространство рабочего колеса – мм;
Диаметр вала насоса – мм.

БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 3

Лабораторная работа № 3 ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ПОСТОЯННОЙ ЧАСТОТОЙ ОБОРОТОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Цель работы: освоить методики параметрических испытаний центробежного насоса и получение его рабочих характеристик (рис. 3.1, 3.2).

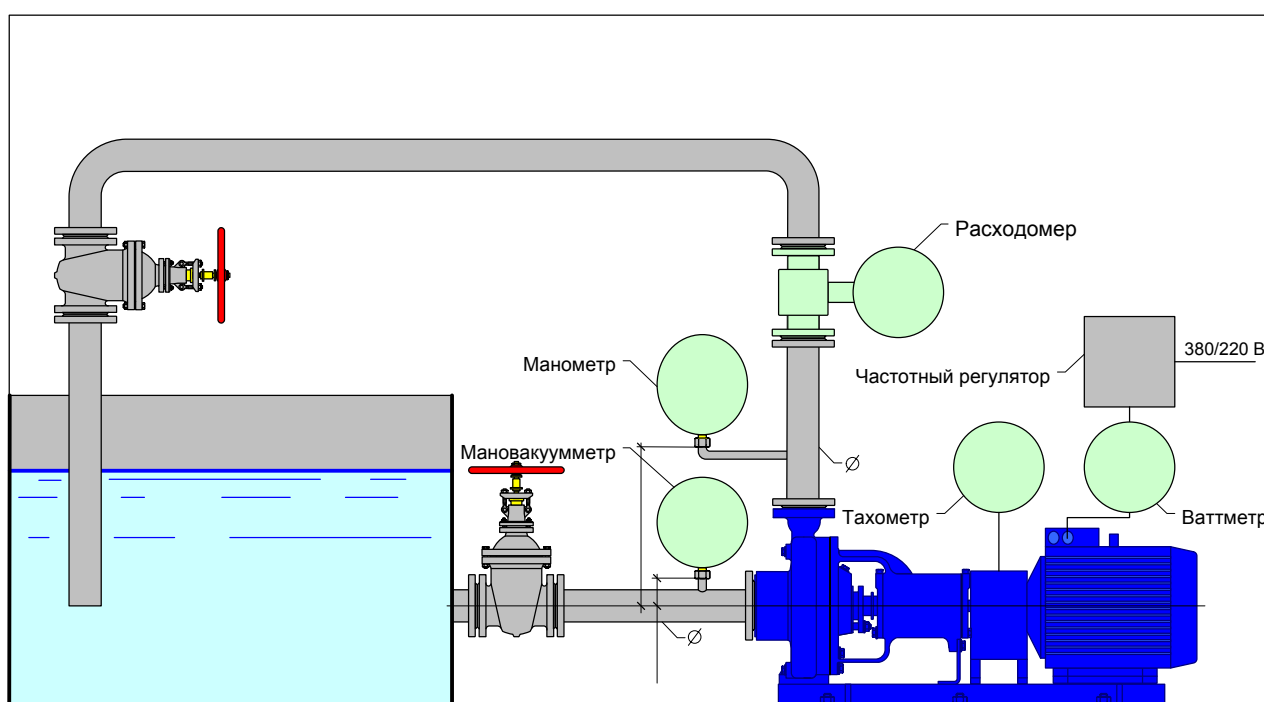


Рис. 3.1. Схема насосной установки

Марка насоса –

Частота оборотов рабочего колеса – об/мин

Диаметр всасывающего трубопровода – мм;м;

Диаметр напорного трубопровода – мм;м;

Расстояние по вертикали между манометром и вакуумметром

$Z = \dots$ м.

Таблица

Экспериментальные данные и результаты их обработки

Номер опыта	Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	$p_{\text{вак.}}$, кПа	$p_{\text{ман.}}$, МПа	$N_{\text{в.}}$, кВт	$V_{\text{вс.}}$, м/с	$V_{\text{нап.}}$, м/с	H , м	$N_{\text{пол.}}$, кВт	η , %

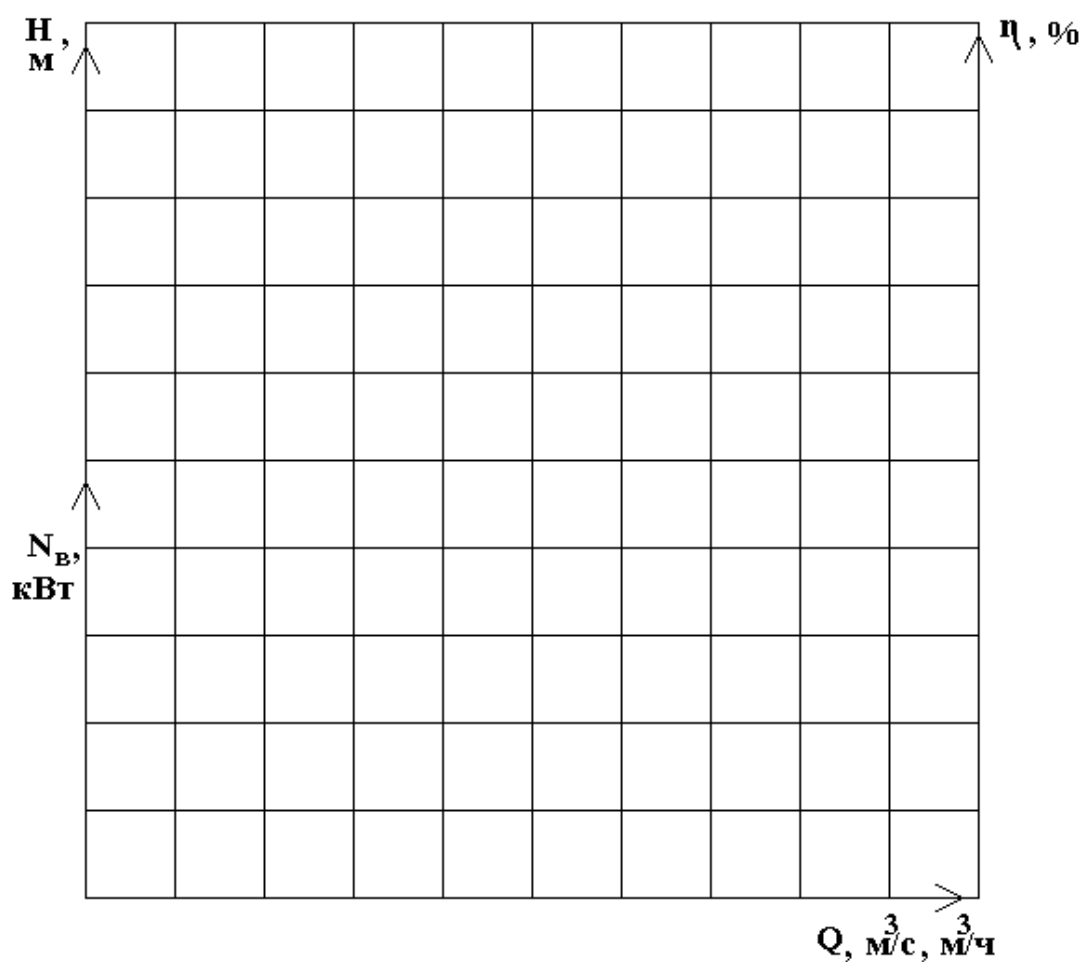


Рис. 3.2. Основные параметрические характеристики насоса

Записать оптимальные (номинальные) параметры работы насоса.

БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 4

Лабораторная работа № 4 ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ПЕРЕМЕННОЙ ЧАСТОТОЙ ОБОРОТОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Цель работы: изучить закономерности изменения характеристик центробежного насоса при регулировании частоты оборотов двигателя (рис. 4.1, 4.2).

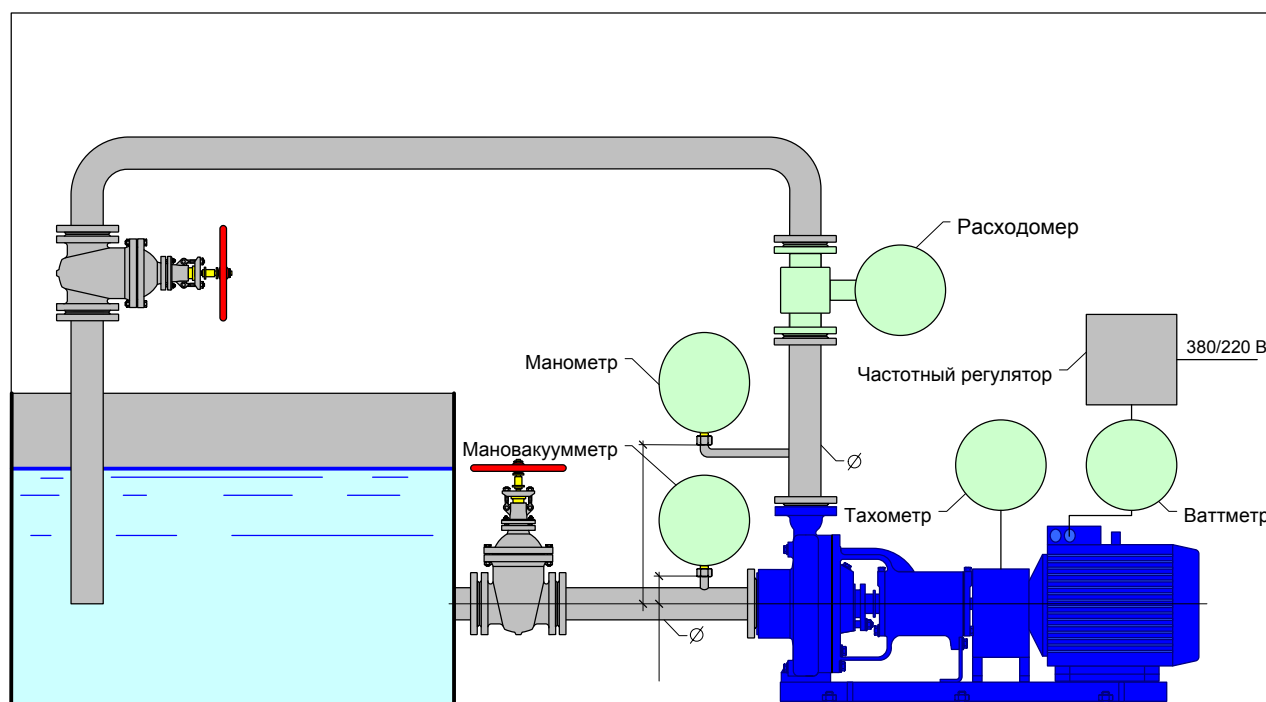


Рис. 4.1. Схема насосной установки

Марка насоса –

Частота оборотов рабочего колеса – об/мин

Диаметр всасывающего трубопровода – мм;м;

Диаметр напорного трубопровода – мм;м;

Расстояние по вертикали между манометром и вакуумметром

$Z = \dots$ м.

Таблица

Экспериментальные данные и результаты их обработки

Номер опыта	Q , $\text{м}^3/\text{ч}$	$p_{\text{вак}}$, кПа	$p_{\text{ман}}$, МПа	$N_{\text{в}}$, кВт	$V_{\text{вс}}$, м/с	$V_{\text{нап}}$, м/с	H , м	$N_{\text{пол}}$, кВт	η , %

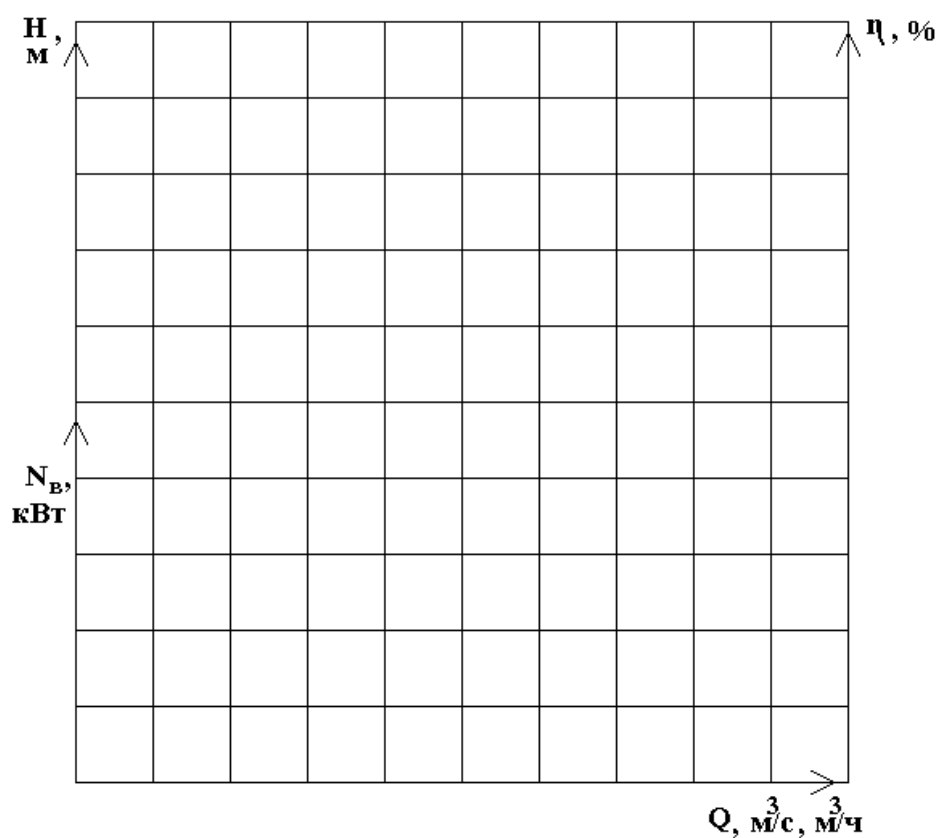


Рис. 4.2. Основные параметрические характеристики насоса

Записать оптимальные (номинальные) параметры работы насоса.

Сделать выводы об изменении параметров работы насоса при изменении частоты оборотов рабочего колеса.

БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 5

Лабораторная работа № 5
РАБОТА ДВУХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ
ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОМ СОЕДИНЕНИИ

Цель работы: исследовать совместную работу двух параллельно соединенных насосов и построить для насосной установки напорную характеристику (рис. 5.1).

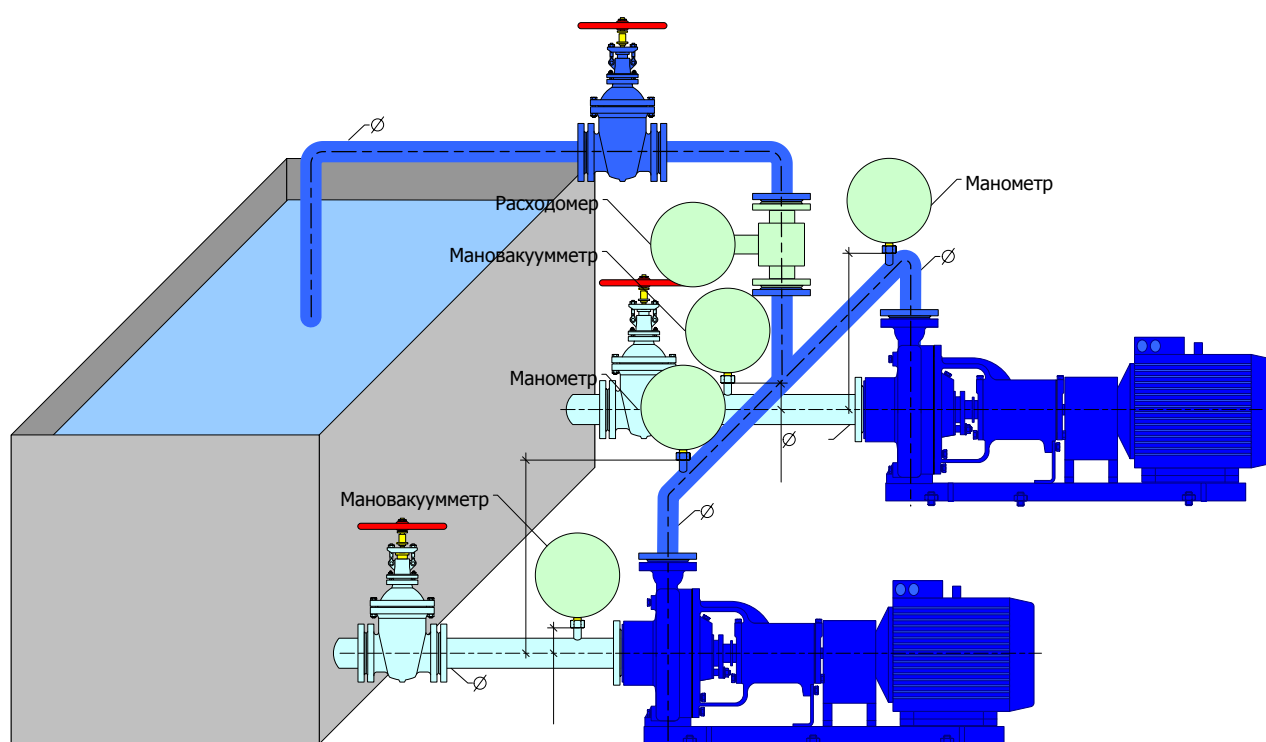


Рис. 5.1. Схема насосной установки

Марка насоса № 1 –

Частота оборотов рабочего колеса – об/мин

Диаметр всасывающего трубопровода – мм;м;

Диаметр напорного трубопровода – мм;м;

Расстояние по вертикали между манометром и вакуумметром

$Z = \dots\text{м.}$

Марка насоса № 2 –

Частота оборотов рабочего колеса – об/мин

Диаметр всасывающего трубопровода – мм;м;

Диаметр напорного трубопровода – мм;м;

Расстояние по вертикали между манометром и вакуумметром

$Z = \dots\text{м.}$

Окончание прил. 5

Таблица

Экспериментальные данные и результаты их обработки

Номер опыта	Q , м ³ /ч	$p_{\text{вак}}$, кПа	$p_{\text{ман}}$, МПа	$V_{\text{вс}}$, м/с	$V_{\text{нап}}$, м/с	H , м	$H_{\text{тр}}$, м

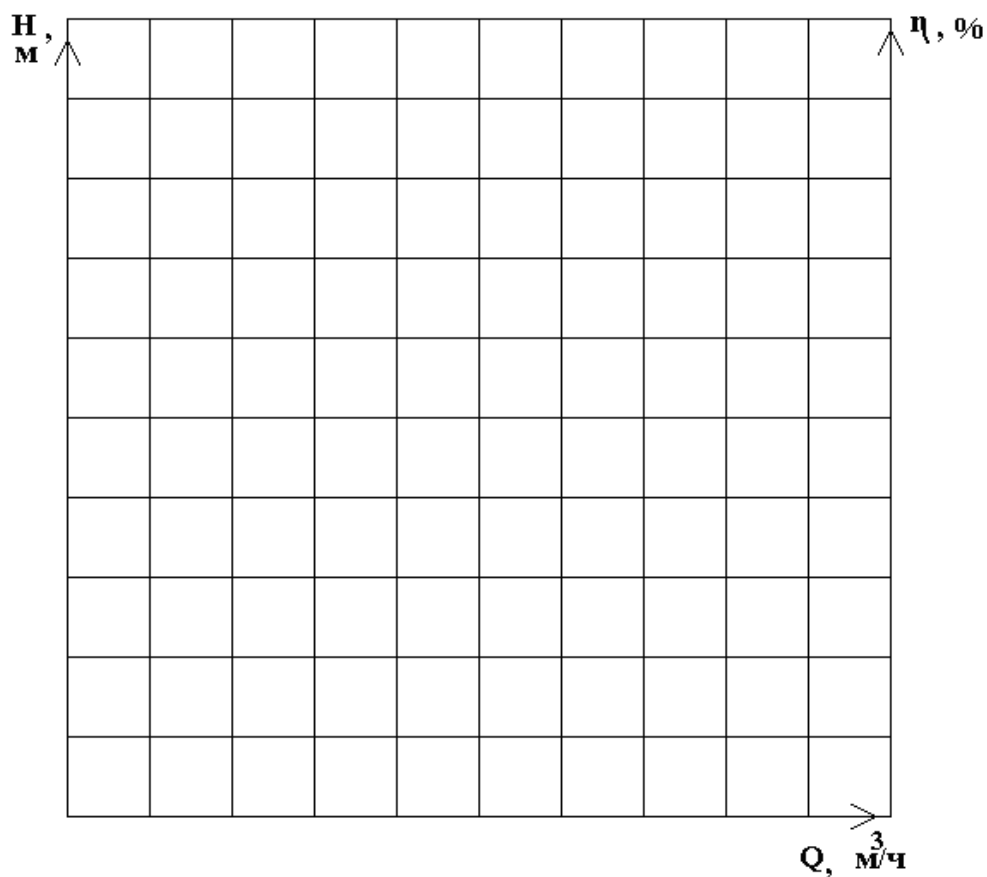


Рис. 5.2. Основные параметрические характеристики насоса

Сделать выводы об изменении подачи и КПД каждого насоса при совместной параллельной работе на трубопровод по сравнению с работой по отдельности на этот же трубопровод.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Карасев, Б. В. Насосы и насосные станции : учеб. для вузов / Б. В. Карасев. – Минск : Высш. шк., 1990. – 326 с.
2. Карелин, В. Я. Насосы и насосные станции / В. Я. Карелин, А. В. Минаев. – 2 изд., перераб. и доп. – М. : Стройиздат, 1986. – 320 с.
3. Чиняев, И. А. Лопастные насосы : справ. пособие / И. А. Чиняев. – Ленинград : Машиностроение, 1973. – 184 с.
4. Насосы и насосные станции / В. Ф. Чебаевский, К. П. Вишневский, Н. Н. Накладов ; под ред. В. Ф. Чебаевский. – М. : Агропромиздат, 1989. – 416 с.
5. Чаюк, И. А. Насосы и насосные станции] : лабораторный практикум / И. А. Чаюк, Ю. В. Бандюков, С. А. Марьяш. – Новочеркасск : Новочерк. гос. мелиор. акад., 2008. – 154 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ	4
2. КЛАССИФИКАЦИЯ НАСОСОВ	4
3. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ	7
4. КОНСОЛЬНЫЕ НАСОСЫ	9
5. НАСОСЫ С ДВУСТОРОННИМ ПОДВОДОМ ВОДЫ	24
6. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ НАСОСЫ	28
7. НАСОСЫ СИСТЕМ ВОДООТВЕДЕНИЯ	29
8. АРТЕЗИАНСКИЕ НАСОСЫ	35
9. ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАСОСОВ	38
10. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА ..	45
11. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ НАСОСОВ	47
12. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСОВ	52
13. ИСПЫТАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСОВ	54
14. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ ДЛЯ НАСОСОВ	57
15. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ	60
Лабораторная работа № 1. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ТИПА К, КМ	60
Лабораторная работа № 2. ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ АРТЕЗИАНСКИХ НАСОСОВ ТИПА «ЭЦВ»	60
Лабораторная работа № 3. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ПОСТОЯННОЙ ЧАСТОТОЙ ОБОРОТОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА	61
Лабораторная работа № 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ С ПЕРЕМЕННОЙ ЧАСТОТОЙ ОБОРОТОВ РАБОЧЕГО КОЛЕСА	64
Лабораторная работа № 5. РАБОТА ДВУХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОМ СОЕДИНЕНИИ	67
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	72
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 1...	73
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 2...	74
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 3...	75
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 4...	77
ПРИЛОЖЕНИЕ 5. БЛАНК ОТЧЕТА ПО ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ № 5...	79
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	81

Учебное издание

Сошников Евгений Валентинович
Акимов Олег Владимирович
Акимова Юлия Михайловна

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ. ИСПЫТАНИЕ НАСОСОВ

Учебное пособие

Редактор *А. А. Иванова*
Технический редактор *С. С. Заикина*

План 2013 г. Поз. 4.25. Подписано в печать 11.02.2013.
Уч.-изд. л. 2,7. Усл. печ. л. 5,2. Зак. 77. Тираж 75 экз. Цена 212 р.

Издательство ДВГУПС
680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, 47.

Кафедра «Гидравлика и водоснабжение»

Е. В. Сошников, О. В. Акимов, Ю. М. Акимова

ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ. ИСПЫТАНИЕ НАСОСОВ

Практикум



Хабаровск

2013