**Лекция 1.**

**Динамические насосы. Схема устройства и принцип действия. Основы теории центробежных насосов. Технические характеристики. Струйные насосы. Характеристики струйных насосов.**

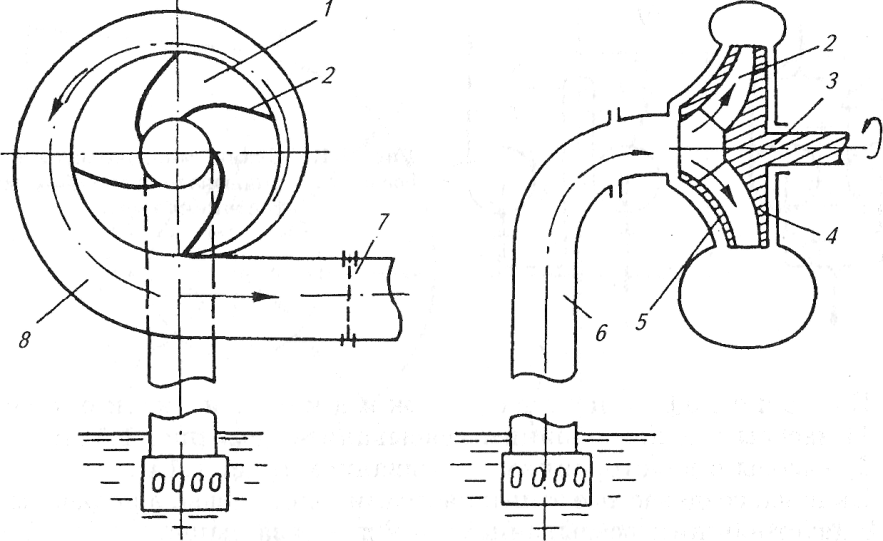
Из группы динамических насосов в системах жизнеобеспечения наибольшее применение нашли центробежные, вихревые и струй­ные насосы. Динамические насосы обладают равномерностью по­дачи, сравнительно высоким КПД, имеют компактную конструк­цию и просты в эксплуатации. Из динамических насосов наиболее широко применяются центробежные. Они входят в состав систем водоснабжения (хозяйственно-питьевого, технического, пожарного и оборотного), холодоснабжения, кондиционирования воздуха, ото­пления. Вихревые насосы устанавливают в комбинации с центро­бежными, а также используют в качестве циркуляционных, наве­шенных на двигатели внутреннего сгорания и компрессоры. Струй­ные насосы используются на тепловых абонентских пунктах сис­тем теплоснабжения и отопления, в системах осушения и водоот-ведения.

**Схема устройства и принцип действия.**

На рис. 1.1 показана схема устройства простейшего центробежного насоса. Основными его частями являются: рабочее колесо *1 с* изогнутыми лопатками *2,* насаженное на вал *3,* и полный спиральный корпус *8.* Рабочее колесо состоит из двух дисков: переднего 5 и заднего *4,* между которыми размещаются лопатки. Корпус насоса соединен патруб­ками с трубопроводами — всасывающим *6* и нагнетательным 7.

Перед пуском в действие корпус насоса и всасывающий трубо­провод заполняют жидкостью. При вращении рабочего колеса жид­кость, залитая в насос, увлекается лопатками и под действием центробежных сил движется от центра колеса к периферии. Вслед­ствие этого на входе в насос создается разрежение, под действием которого вода из всасывающего патрубка непрерывно подсасыва­ется в насос. Необходимость заливки водой насоса перед пуском объясняется тем, что разрежение, создаваемое при вращении рабо­чего колеса в воздушной среде, недостаточно для подъема воды к насосу.

В рабочем колесе насоса увеличивается скорость движения жид­кости и ее давление. Абсолютная скорость жидкости на выходе из каналов рабочего колеса (20...80 м/с) всегда выше допустимой скорости движения в трубопроводах по условиям гидравлических сопротивлений (3...5 м/с). Для уменьшения скорости потока, а также для преобразования его кинетической энергии в потенци­альную насос оборудуется отводящим устройством. Наиболее рас­пространенным отводящим устройством является спиральная камера (улитка), представляющая собой криволинейный канал, площадь поперечного сечения которого увеличивается по направ­лению движения жидкости, и диффузор, соединяющий улитку с нагнетательным патрубком (рис. 1.1).



**Рис. 1.1.**

Центробежные насосы можно классифицировать по ряду при­знаков.

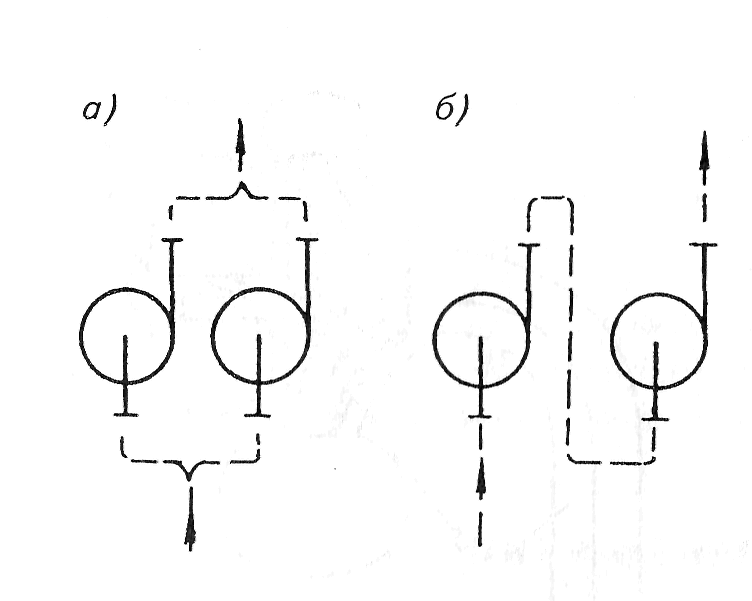
*По числу рабочих колес:*

1) одноколесные (или одноступенчатые);

2) многоколесные.

Многоколесные насосы (рис. 1.2) делятся на многопоточные (с параллельным соединением колес) и многоступенчатые (с по­следовательным соединением колес). Одноступенчатые насосы со­здают напор до 120 м. В многопоточном насосе каждое лопастное колесо обеспечивает лишь часть общей производительности, созда­вая полный напор.

В многоступенчатом насосе каждое колесо создает лишь часть полного напора при полной подаче. Напор в таком насосе нарас­тает ступенями, что позволяет увеличивать его в сравнении с одно­ступенчатым насосом во столько раз, сколько имеется ступеней.



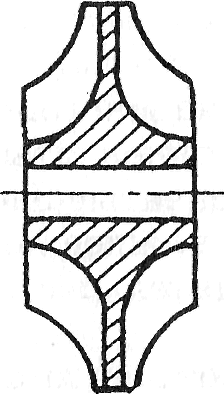
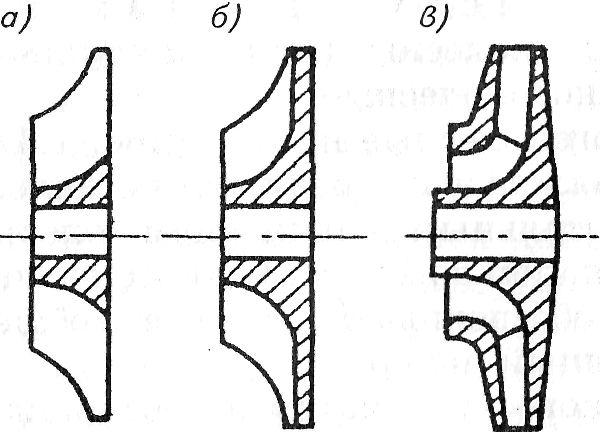
**Рис. 1.2** Схемы многоколесных на­сосов:

*а* — многопоточного; *б* — мно­гоступенчатого

*По способу подвода жидкости к колесу:*

1) насосы с односторонним всасыванием (рис. 1.1);

2) насосы с двусторонним всасыванием (рис. 1.3). Напоры, создаваемые этими насосами, одинаковы, а подача насо­са с двусторонним всасыванием — в два раза выше.

|  |  |
| --- | --- |
| **Рис. 1.3**. Схема ко­леса с  двусторонним всасыванием. | **Рис. 1.4.** Типы рабочих колес. |

*По типу лопастного колеса:*

1) насосы с открытыми колесами (рис. 1.4, а);

2) насосы с полузакрытыми колесами (рис. 1.4, *б);*

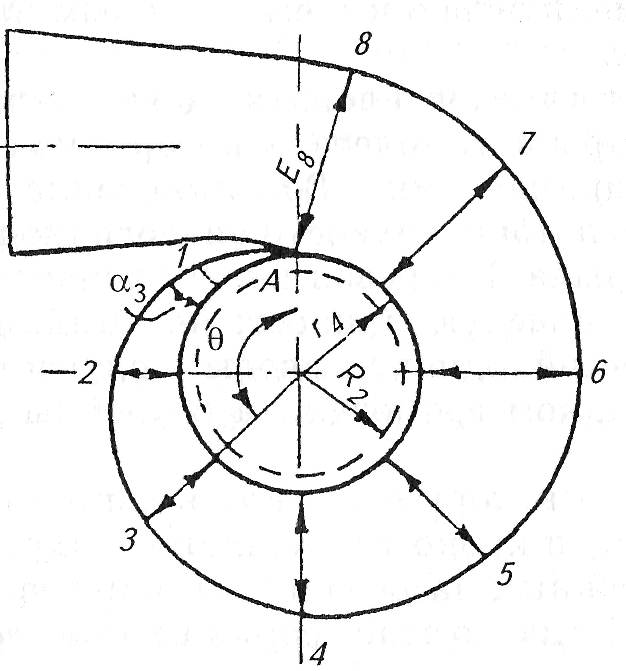
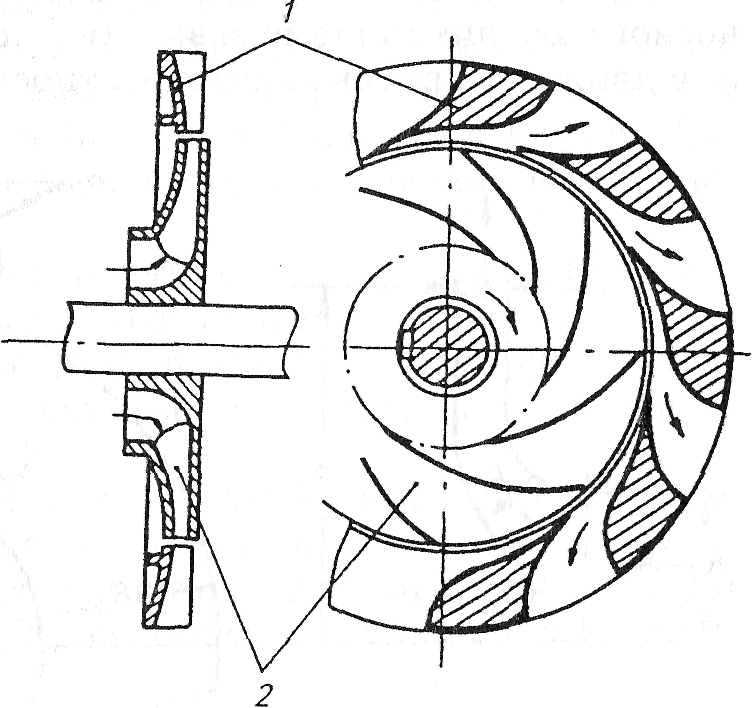
3) насосы с закрытыми колесами (рис. 1.4, *в).*

Закрытые колеса являются самыми экономичными (исходя из условий гидравлических сопротивлений).

*По способу отвода жидкости:*

1) спиральные насосы (рис. 1.5), в которых жидкость из коле­са поступает непосредственно в спиральную камеру, а затем в на­гнетательный трубопровод;

2) турбинные насосы, в которых жидкость из колеса поступает в спиральный корпус через направляющий аппарат, представляю­щий собой неподвижное колесо с лопатками (рис. 1.6).

|  |  |
| --- | --- |
| **Рис. 1.5**. Спиральный отвод:  (продольное сечение). | **Рис. 1.6.** Схема лопаточного направляю­щего аппарата: 1- направляющий аппарат; *2* - рабочее колесо. |

*По расположению вала:*

1) горизонтальные насосы;

2) вертикальные насосы.

*По способу разъема корпуса:*

1) насосы с горизонтальным разъемом корпуса;

2) насосы с вертикальным разъемом корпуса, или секционные, корпус которых состоит из нескольких секций (по числу колес).

*По способу соединения двигателя с ва­лом насоса:*

1) приводные насосы с редуктором или клиноременной переда­чей;

2) насосы, соединенные с валом двигателя через муфту;

3) моноблок-насосы, рабочее колесо которых устанавливается непосред­ственно на удлиненном конце вала двигателя.

***Характеристики насосов*.**

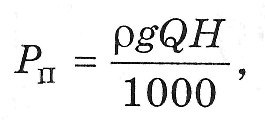
**Напор**, **развиваемый насосом.** Напор, развиваемый насосом, пред­ставляет собой разность удельной энергии жидкости на выходе из насоса и на входе в него.

Требуемый полный напор насоса для вновь проектируемой ус­тановки определяется в метрах и выражается формулой

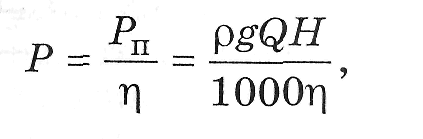
*Н*=*Н*Г.ВС+ *Н*Г.ВС+*h*П.ВС+*h*П.НАГ

т. е. рабочий напор насоса должен равняться сумме высот всасы­вания и нагнетания, сложенной с суммой потерь напоров на пути всасывания и нагнетания.

**Мощность и КПД насоса.** Полезная мощность насоса (кВт) оп­ределяется по формуле



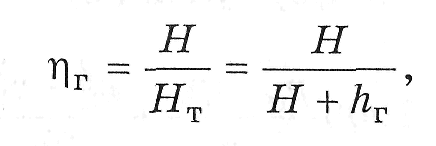
где *Q* — подача насоса, м3/с; *Н* — рабочий напор насоса, м; — плотность жидкости, кг/м3; *g* — ускорение свободного падения, м/с2. Мощность насоса (кВт) на валу (потребляемую мощность) най­дем по формуле



где - полный КПД насоса.

Полный КПД насоса учитывает все потери, связанные с переда­чей энергии нагнетаемой жидкости. Эти потери можно разделить на три вида: 1) гидравлические; 2) объемные; 3) механические.

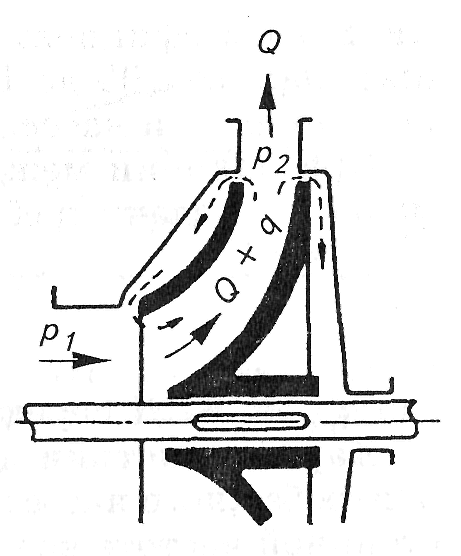
*Гидравлические потери.* Этот вид потерь обусловлен трением жидкости о поверхности проточных каналов, преобразо­ванием динамического напора в статический, резким изменением средней скорости потока при входе в каналы и при переходе из каналов рабочего колеса в направляющий аппарат. Эти потери учитываются гидравлическим КПД насоса, который вычисляется так:



где *Н* — напор насоса; *Нт* — теоретический напор насоса; *hг* — гидравлические потери напора насоса.

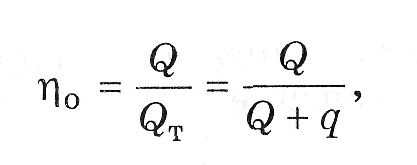
Величина *|г* обычно находится в пределах 0,8...0,95.

*Объемные потери.* В насосе имеет место перепад давлений на входе в насос и на выходе из него. Под действием этого перепада *(р2 –p1)* часть жидкости *q* протекает через зазоры (рис. 1.7) и возвращается во всасывающую полость. Поэтому, если в напорный трубопровод поступает количество жидкости *Q,* то через каналы колеса — *Q + q.*



**Рис. 1.7.** Схема утечек в рабочем колесе

Энергия жидкости, возвращающейся во всасывающую полость, теряется. Эти потери энергии и называются объемными (щелевы­ми). Количественно объемные потери могут быть оценены объем­ным КПД, который

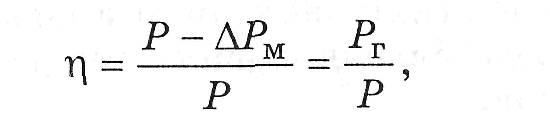


где QT — теоретическая подача; *Q* — дей­ствительная подача, которая определяется из опыта.

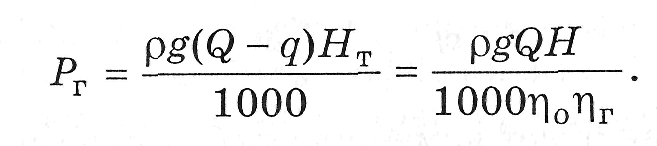
Для уменьшения щелевых потерь в на­сосах применяют специальные уплотняю­щие устройства (лабиринты).

Величина объемного КПД равна 0,9... ...0,97 (большие значения КПД относят­ся к насосам с большей подачей).

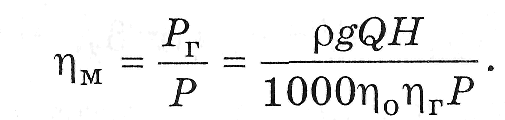
*Механические потери.* Эти потери вызываются трением наружных поверхностей рабочего колеса о жидкость (дисковые потери), а также затратой энергии на преодоление тре­ния в подшипниках и сальниках. Эти потери учитываются меха­ническим КПД:



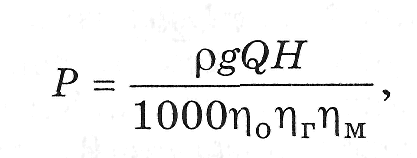
где *∆РМ* — механические потери мощности; *Рг* — мощность, остав­шаяся после преодоления механических сопротивлений (гидрав­лическая мощность),



Величина механического КПД находится в пределах 0,9...0,95. Таким образом,



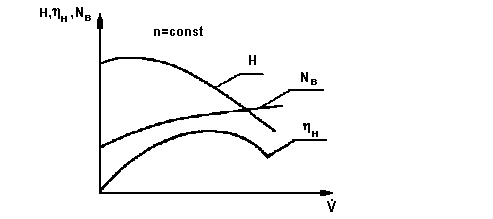
Следовательно, мощность на валу насоса (кВт) может быть вы­ражена так:



где Грм =** — полный КПД насоса, численное значение которо­го находится в пределах 0,5...0,85.

Следует заметить, что величина полного КПД для каждого на­соса изменяется в зависимости от его подачи.

Графические зависимости напора **Н**, мощности на валу **P** и к.п.д. насоса **н** называются характеристиками насоса (рис.1.8). Эти зависимости получают при испытании центробежных насосов, изменяя степень открытия задвижки на нагнетательном трубопроводе; они приводятся в каталогах на насосы. Из рисунка 7.6 следует, что с увеличением производительности при **n = const** (число оборотов в мин.) напор насоса уменьшается, потребляемая мощность возрастает, а к.п.д. проходит через максимум.



**Q**

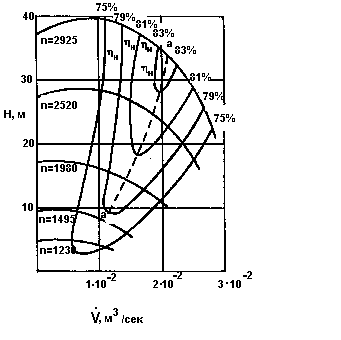
**Q**

**H, P, н**

**Рис.1.8.** Характеристика центробежного насоса

Небольшой начальный участок **H** **= f(Q),** где напор слегка возрастает с увеличением производительности, соответствует неустойчивой работе насоса. Насос потребляет наименьшую мощность при закрытой напорной задвижке (при **Q** **= 0**). По этому пуск центробежных насосов во избежании перегрузки двигателя производят именно при закрытой задвижке. Наиболее благоприятный режим эксплуатации центробежного насоса при данном числе оборотов соответствует максимуму на кривой **н = f(Q).**

Для выбора рабочего режима насоса пользуются универсальными характеристиками, на которых в графической форме представлена связь между напором, производительностью, числом оборотов и к.п.д. Для построения универсальных характеристик требуются испытания насоса при разных числах оборотов и построение серии главных характеристик ** = f(Q)** при **n = const**, а также кривых **н = f(Q).** Совокупность серии главных характеристик и линий равных к.п.д. и составляет универсальную характеристику центробежного насоса (рис.1.9). Линия а - а соответствует максимальным значениям к.п.д. при данном числе оборотов рабочего колеса.



**Q,м3/с**

**Рис.1.9.** Универсальная характеристика центробежного насоса.

**СТРУЙНЫЕ НАСОСЫ**

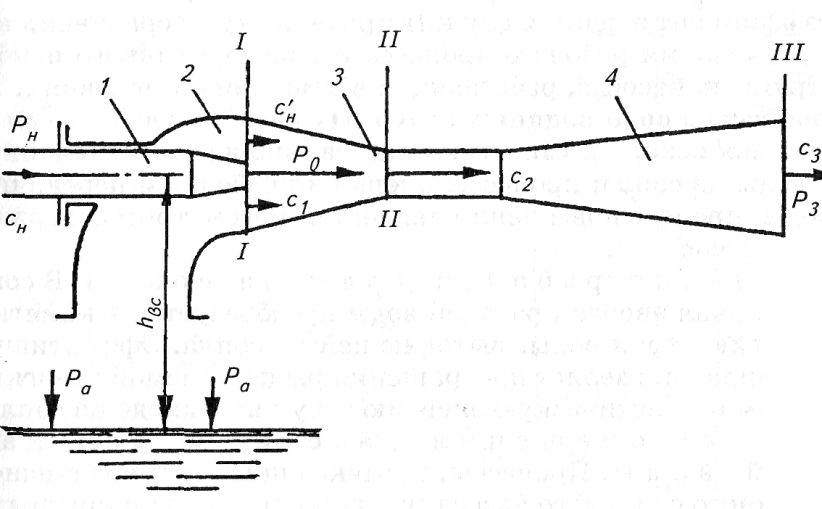
Насосы, которые работают путем непосредственной передачи энергии от струи рабочего тела перекачиваемой жидкости, называ­ются *струйными.*

Независимо от конструкции и назначения каждый струйный насос (рис. 1.10) имеет: сопло *1,* в котором потенциальная энер­гия рабочего тела преобразуется в кинетическую энергию; прием­ную камеру *2,* в которую подсасывается перекачиваемая жидкость; камеру смешения 3, где энергия частиц потока рабочей жидкости передается частицам перекачиваемой жидкости, которая при этом вовлекается в движение; диффузор *4,* служащий для преобразова­ния кинетической энергии потока рабочей и перекачиваемой жид­кости в энергию давления.

Таким образом, принцип действия струйного насоса не требует наличия в его конструкции подвижных частей, а, следовательно, и смазки. Большие скорости, как рабочего тела, так и смеси его с перекачиваемой жидкостью, обеспечивают небольшие размеры на­сосов при перемещении больших объемов перекачиваемой жидко­сти или газа.

При соответствующих свойствах рабочего и перекачиваемого тел насосы могут работать в любой среде, например в затопленном помещении. Струйные насосы легко управляются как дистанцион­но, так и автоматически. К недостаткам этих насосов следует от­нести малую экономичность и зависимость от источника, сообщаю­щего энергию рабочему телу.

Процесс обмена энергией между частицами струи рабочего тела и частицами перекачиваемой жидкости, процесс последующего пре­образования кинетической энергии потока образующейся смеси в потенциальную энергию и особенности конструктивного выпол­нения основных частей струйного насоса зависят, прежде всего от агрегатного состояния рабочего и перекачиваемого тел. Поэтому агрегатное состояние этих тел служит первым признаком для клас­сификации струйных насосов на насосы с однородным агрегатным состоянием вещества и насосы с разнородным агрегатным состоя­нием вещества.



**Рис. 1.10.** Принципиальная схема струйного насоса

Насосы с однородным состоянием вещества делятся на жид-костно-жидкостные и газо-газовые, а насосы с разнородным агре­гатным состоянием тел — на жидкостно-газовые и газожидкост­ные. Обычно эти два признака совмещаются и одновременно уточ­няются (например, водо-водяной струйный насос, паровоздушный струйный насос и т. д.).

Как и для других типов насосов, классификация струйных насо­сов уточняется по назначению, конструктивным признакам и т. п.

В системах жизнеобеспечения распространение получили водо-водяные и пароэжекторные струйные насосы; область применения тех и других вытекает непосредственно из их свойств.

Водо-водяные струйные насосы широко используются в систе­мах теплоснабжения, водопенного пожаротушения и водоосушения. В этом случае особо важными являются такие их свойства, как высокая готовность к действию, способность работать в затоп­ленном помещении, легкость управления, малые габаритные раз­меры и т. д. При этом экономические характеристики насосов не играют особой роли, так как на первый план выступает требование минимальных размеров и массы.

Пароэжекторные струйные насосы получили широкое распрост­ранение в холодильной технике.

Принципиальное отличие струйных насосов от насосов других типов требует еще одной характеристики для оценки их качества, дополняющей рассмотренные выше. Этой особой характеристикой является коэффициент эжекции *и,* под которым понимается отно­шение

*и=Мвс/Мр,*

где *Мвс* — массовое количество перемещаемого или всасываемого тела, кг/с; *М* — массовый расход рабочего тела, кг/с.

Коэффициент эжекции служит критерием для сравнения каче­ства организации рабочего процесса и конструктивного исполне­ния струйных насосов, работающих в одинаковых условиях.

**Процессы в водо-водяных струйных насосах.** Основными про­цессами, происходящими в этих насосах являются: истечение ра­бочей воды из сопла; процессы смешения рабочей и перекачивае­мой воды; процесс повышения давления. Рассмотрим содержание этих процессов.

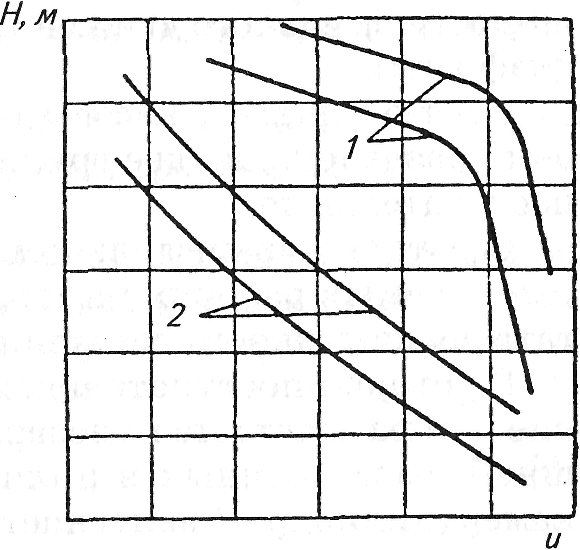
*Истечение рабочей воды из сопла.* В соплах потенциальная энергия рабочей воды преобразуется в кинетичес­кую энергию струи воды, вытекающей из сопла. Эффективность работы сопла определяет превращения располагаемой энергии пе­ред соплом в кинетическую энергию струи на выходе из сопла.

*Процесс смешения рабочей и перекачи­ваемой воды.* Процессы, протекающие в камере смешения водо-водяного струйного насоса, подвергались неоднократным эк­спериментальным исследованиям. Взаимодействие вытекающей из рабочего сопла струи и увлекаемой ею воды осуществляется путем турбулентного обмена импульсами. Вследствие этого скорость и сечение рабочей струи по мере удаления от выходного среза сопла уменьшаются, а объем вовлекаемой в движение воды и ее скорость растут. На некотором расстоянии от выходного среза сопла сме­шение потоков заканчивается, образуется один общий поток с оп­ределенным законом изменения скорости по его сечению. Давле­ние в процессе смешения полагают постоянным на всем участке смешения.

*Процесс повышения давления.* В расходящейся части диффузора по ходу потока скорость его падает, а давление в потоке растет. Следовательно, кинетическая энергия потока пре­образуется в потенциальную энергию давления жидкости. Процесс преобразования сопровождается потерями, которые определяются по разности напоров потока до и после диффузора, т. е. между сечениями *II-II* и *III-III* (рис. 1.10) на основании закона сохра­нения энергии.

**Характеристики водо-водяных струйных насосов.** В процессе эксплуатации водо-водяных струйных насосов могут изменяться начальное давление рабочей воды, давление нагнетания и давление всасывания, что приводит к изменению коэффициента эжекции *и, а* следовательно, и подачи струйного насоса.

Оценку влияния изменения перечисленных выше параметров на подачу и напор струйного насоса производят по характеристике *Н = f (и),* которую получают на основании энергетического ба­ланса (рис. 1.11).

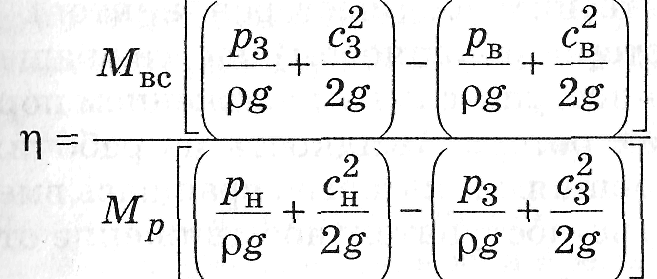


**Рис. 1.11.** Характеристики водо-во­дяных струйных насосов:

*1* — высоконапорных; *2* — при умеренных напорах

Повышение начального давления воды приводит к увеличению напора до некоторого предела, по достижении которого из-за рез­кого увеличения потерь в проточной части напор насоса может снизиться.

КПД водо-водяного струйного насоса определяется отношением полезно затраченной энергии, сооб­щенной перекачиваемой жидкости в насосе, к некоторой части подве­денной энергии и выражается фор­мулой



Данная формула показывает, что КПД насоса зависит от каче­ства работы проточной части насоса и условий его работы.

Рассмотрим условия надежности всасывания водо-водяного струйного насоса. Во время работы водо-водяного струйного насо­са часть энергии потока всасываемой жидкости теряется на пре­одоление сопротивлений во всасывающем трубопроводе и полости всасывания насоса. Эти потери энергии невелики, поэтому при рас­смотрении энергетического баланса их не учитывают. Однако при анализе надежности условий всасывания водо-водяного струйного насоса, особенно при существенной высоте всасывания, эти незна­чительные потери могут явиться причиной появления кавитации и срыва работы насоса.

Надежность всасывания водо-водяного струйного насоса зави­сит от тех же факторов, что и надежность всасывания других насо­сов.