

1.5 Перемещение жидкостей и газов

В промышленности важное значение имеет перемещение жидких и газообразных сред. Перемещение жидкостей и газов связано с затратами энергии, приданием этой энергии потоку специальными машинами: насосами (для жидкости), компрессорами (для газов). Насосы и компрессоры преобразуют механическую энергию движения рабочего органа (тела) в энергию сжатой среды, т.е. повышают ее статическое давление.

1.5.1 Классификация насосов

Классификацию насосов проводят по ряду признаков. По принципу действия их делят на объемные и динамические.

В объемных насосах сообщают энергию жидкости, воздействуя рабочим органом на ее замкнутый объем, периодически сообщаемый с входом (линией всасывания) и выходом (линией нагнетания) насоса.

В динамических насосах жидкость перемещается в незамкнутом объеме под воздействием рабочего органа (тела), при этом кинетическая энергия жидкости, сообщаемая ей рабочим органом, преобразуется в энергию статического давления.

Объемные насосы делятся на насосы, рабочий орган которых совершает возвратно-поступательное движение (поршневые, плунжерные, мембранные) и вращательное – роторные (шестеренные, пластинчатые, винтовые и т. д.).

Динамические насосы подразделяют на лопастные и насосы трения. Лопастными являются центробежные (радиальные) и осевые (пропеллерные, аксиальные) и имеют рабочий орган в виде рабочего колеса с лопатками. В центробежных насосах жидкость движется от центра рабочего колеса к его периферии, в осевых – вдоль оси рабочего колеса. Насосами трения являются вихревые и струйные.

Насосы также могут быть классифицированы по создаваемому давлению (низкого, среднего и высокого давления), количеству последовательно (одно- и многоступенчатые) или параллельно установленных рабочих камер (одно- и многокамерные), по характеру перекачиваемых сред (водяные, суспензионные и др.), по материалу исполнения (из металлов и их сплавов, пластмассовые, керамические, графитовые и др.) и т. д.

1.5.2 Основные параметры насосов и насосных установок

Основными параметрами насосов характеризующими их работу являются: производительность, напор, мощность, КПД.

Производительность (подача) Q_H , м³/с, представляет собой объемный расход жидкости, подаваемой насосом в нагнетательный трубопровод.

Напор H_H , м столба жидкости, характеризует удельную энергию, сообщаемую насосом жидкости. Он представляет собой высоту, на которую может быть поднята данная жидкость за счет энергии, сообщаемой насосом.

Полезная мощность насоса N_{II} , Вт, – мощность непосредственно передаваемая жидкости при работе насоса. Полезная мощность определяется по зависимости:

$$N_{II} = \rho g H_H Q_H = p_H Q_H, \quad (5.1)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

p_H – полное давление, создаваемое насосом (разность полных давлений жидкости в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса), Па.

Мощность на валу насоса N_B , Вт, рассчитывают следующим образом:

$$N_B = \frac{N_{II}}{\eta_H}, \quad (5.2)$$

где η_H – общий КПД насоса.

Значение η_H вычисляется по формуле:

$$\eta_H = \eta_V \eta_G \eta_{мех}, \quad (5.3)$$

где η_V , η_G и $\eta_{мех}$ – объемный, гидравлический и механический КПД насоса соответственно.

КПД насоса η_H характеризует совершенство конструкции и экономичность эксплуатации насоса. Величина его зависит от конструкции насоса, степени износа, типоразмера. Для центробежных насосов $\eta_H = 0,6 \div 0,95$ и, как правило, растет с увеличением его размеров (производительности).

Объемный КПД насоса (коэффициент подачи):

$$\eta_V = \frac{Q_H}{Q_T}, \quad (5.4)$$

где Q_T – теоретическая производительность насоса, м³/с;

Коэффициент η_V учитывает потери производительности насоса ($Q_H < Q_T$) за счет утечек жидкости через зазоры, клапаны, сальники и т. д.

Гидравлический КПД насоса η_{Γ} учитывает потери напора при движении жидкости через насос:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{H_{\text{н}}}{H_{\text{т}}}; \quad (5.5)$$

где $H_{\text{т}}$ – теоретический напор насоса ($H_{\text{н}} < H_{\text{т}}$), м столба жидкости.

Механический КПД насоса $\eta_{\text{мех}}$ связан с потерями мощности $N_{\text{мех}}$, Вт, на механическое трение в насосе (подшипники, пары трения, сальники и др.):

$$\eta_{\text{мех}} = 1 - \frac{N_{\text{мех}}}{N_{\text{п}}}. \quad (5.6)$$

Насосная установка состоит из насоса и привода, который в свою очередь включает двигатель и нередко механическую передачу.

К параметрам насосной установки относят: мощность, потребляемую двигателем; установочную мощность двигателя; КПД насосной установки.

Мощность, потребляемая двигателем для привода насоса $N_{\text{дв}}$, Вт:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{в}}}{\eta_{\text{пер}}\eta_{\text{дв}}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta_{\text{н}}\eta_{\text{пер}}\eta_{\text{дв}}} = \frac{\rho g H_{\text{н}} Q_{\text{н}}}{\eta}, \quad (5.7)$$

где $\eta_{\text{пер}}$ – КПД передачи (например, редуктора);

$\eta_{\text{дв}}$ – КПД двигателя.

Таким образом, полный КПД насосной установки η рассчитывается по формуле:

$$\eta = \eta_{\text{н}}\eta_{\text{пер}}\eta_{\text{дв}}. \quad (5.8)$$

Для защиты двигателя от возможных перегрузок, например, в пусковой период, установочная мощность двигателя $N_{\text{уст}}$, Вт, должна быть больше номинальной $N_{\text{дв}}$, потребляемой им:

$$N_{\text{уст}} = \beta N_{\text{дв}}. \quad (5.9)$$

где β – коэффициент запаса мощности.

Величина β составляет от 1,1 до 2,0 и уменьшается с ростом мощности насоса.

Подбор двигателя насосной установки производят с учетом величины установочной мощности.

1.5.3 Напор насоса

Рассмотрим схему насосной установки, представленную на рис. 5.1. На схеме приняты следующие обозначения:

0–0 – плоскость расположения уровня жидкости в расходной емкости;

1–1 – плоскость расположения всасывающего патрубка насоса;

1'–1' – плоскость расположения нагнетательного патрубка насоса;

2–2 – плоскость расположения уровня жидкости в приемной емкости;

$H_{\text{вс}}$ – разность высот расположения всасывающего патрубка и уровня жидкости в расходной емкости (высота всасывания – высота подъема жидкости по всасывающему трубопроводу), м;

$H_{\text{наг}}$ – разность высот расположения уровня жидкости в приемной емкости и нагнетательного патрубка (высота нагнетания – высота подъема жидкости по нагнетательному трубопроводу), м;

h – разность высот расположения нагнетательного и всасывающего патрубков насоса (точек подсоединения манометра и вакуумметра), м;

H_{Γ} – геометрическая высота подъема жидкости насосом, м;

p_0 и p_2 – статические давления над свободной поверхностью жидкости в расходной и приемной емкостях соответственно, Па;

$p_{\text{вс}}$ и $p_{\text{наг}}$ – статические давления во всасывающем и нагнетательном патрубках насоса соответственно, Па.

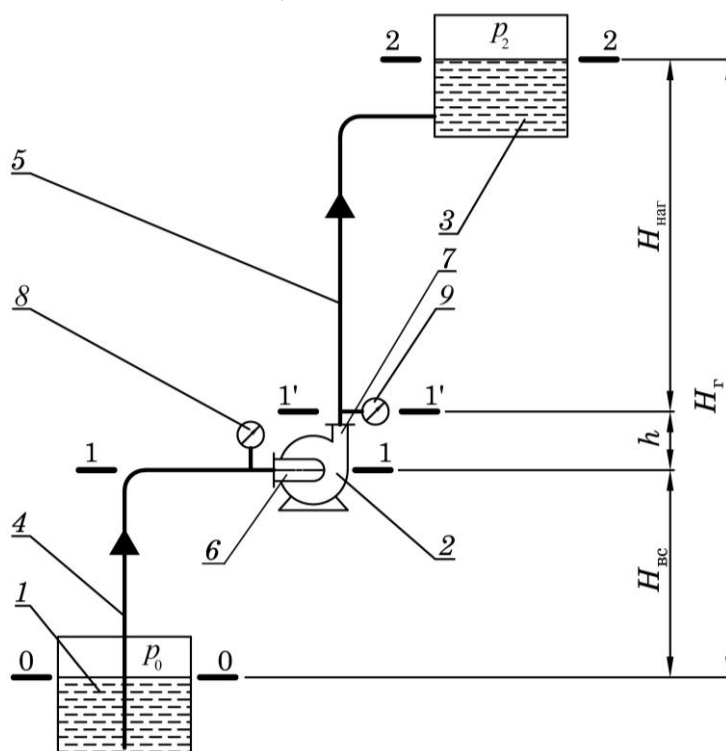


Рис. 5.1 – Схема насосной установки:

1 – расходная (исходная) емкость; 2 – насос; 3 – приемная (напорная) емкость; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – нагнетательный трубопровод; 6 и 7 – всасывающий и нагнетательный патрубки насоса соответственно; 8 – вакуумметр на линии всасывания; 9 – манометр на линии нагнетания

Для определения напора насоса используем уравнение Бернулли для реальной жидкости. Запишем его отдельно для всасывающего трубопровода (сечения 0–0 и 1–1) и для нагнетательного (сечения 1'–1' и 2–2):

$$\frac{p_0}{\rho g} + \frac{w_0^2}{2g} = H_{\text{вс}} + \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{вс}}^2}{2g} + \Delta h_{\text{вс}}; \quad (5.10)$$

$$H_{\text{вс}} + h + \frac{p_{\text{наг}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{наг}}^2}{2g} = H_{\text{вс}} + h + H_{\text{наг}} + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + \Delta h_{\text{наг}}, \quad (5.11)$$

где $w_0, w_{\text{вс}}, w_{\text{наг}}, w_2$ – скорости жидкости в расходной емкости, всасывающем и нагнетательном трубопроводах, приемной емкости соответственно, м/с;

$\Delta h_{\text{вс}}, \Delta h_{\text{наг}}$ – потери напора на трение и на местных сопротивлениях во всасывающем и нагнетательном трубопроводах соответственно, м столба жидкости.

Скорости движения жидкости в сечениях 0–0 и 2–2 (в емкостях) очень малы, следовательно, $w_0 \ll w_{\text{вс}}$ и $w_2 \ll w_{\text{наг}}$. В этом случае членами $\frac{w_0^2}{2g}$ и $\frac{w_2^2}{2g}$ в уравнениях (5.10) и (5.11) пренебрегаем.

Учитывая данные упрощения и то, что $H_{\text{вс}} + h + H_{\text{наг}} = H_{\Gamma}$ (см. рис. 5.1), полный напор жидкости на входе в насос $H_{\text{вх}}$, м, равен

$$H_{\text{вх}} = H_{\text{вс}} + \frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{вс}}^2}{2g} = \frac{p_0}{\rho g} - \Delta h_{\text{вс}}, \quad (5.12)$$

а на выходе из насоса $H_{\text{вых}}$, м, равен

$$H_{\text{вых}} = H_{\text{вс}} + h + \frac{p_{\text{наг}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{наг}}^2}{2g} = H_{\Gamma} + \frac{p_2}{\rho g} + \Delta h_{\text{наг}}. \quad (5.13)$$

Используя левые части зависимостей (5.12) и (5.13) и вычитая из напора жидкости на выходе из насоса ее напор на входе в него, получим полный напор насоса:

$$H = H_{\text{вых}} - H_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{наг}} - p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{наг}}^2 - w_{\text{вс}}^2}{2g} + h. \quad (5.14)$$

Используя правые части зависимостей (5.12) и (5.13) аналогичным образом можно получить полный напор насоса:

$$H = H_{\text{вых}} - H_{\text{вх}} = H_{\Gamma} + \frac{p_2 - p_0}{\rho g} + \Delta h, \quad (5.15)$$

где $\Delta h = \Delta h_{\text{вс}} + \Delta h_{\text{наг}}$ – суммарные потери напора на трение и на местных сопротивлениях во всасывающей и нагнетательных линиях, м столба жидкости.

Уравнение (5.15) используют для определения требуемого напора насоса расчетным путем при его подборе для работы на определенную трубопроводную сеть. Для этого необходимо знать расход и свойства перекачиваемой жидкости, а также геометрические параметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов, необходимые для расчетов H_{Γ} , $\Delta h_{\text{вс}}$ и $\Delta h_{\text{наг}}$.

Уравнение (5.14) используют для определения опытным путем напора насоса, установленного и работающего на трубопроводную сеть. Для этого используют показания вакуумметра $p_{\text{вак}}$, Па, и манометра $p_{\text{ман}}$, Па, следующим образом:

$$p_{\text{вс}} = p_{\text{бар}} - p_{\text{вак}}; \quad (5.16)$$

$$p_{\text{наг}} = p_{\text{бар}} + p_{\text{ман}}, \quad (5.17)$$

где $p_{\text{бар}}$ – барометрическое (атмосферное) давление, Па.

Тогда из зависимостей (5.14), (5.16) и (5.17) следует:

$$H = \frac{p_{\text{ман}} + p_{\text{вак}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{наг}}^2 - w_{\text{вс}}^2}{2g} + h. \quad (5.18)$$

Уравнения для определения напора насоса упрощаются в следующих случаях:

- при перекачивании жидкости по горизонтальному трубопроводу ($H_{\Gamma} = 0$);
- при перекачивании жидкости по трубопроводу постоянного диаметра ($w_{\text{вс}} = w_{\text{наг}}$);
- при перекачивании жидкости при условии одинакового давления в расходной и приемной емкостях над свободной поверхностью ($p_0 = p_2$).

1.5.4 Высота всасывания насоса. Допустимая высота всасывания. Кавитация в насосах

Высота всасывания может быть определена из записанного ранее уравнения Бернулли (5.12) для всасывающего трубопровода насосной установки (см. рис. 5.1, сечения 0–0 и 1–1):

$$H_{\text{вс}} = \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{p_{\text{вс}}}{\rho g} + \frac{w_{\text{вс}}^2}{2g} + \Delta h_{\text{вс}} \right). \quad (5.19)$$

Теоретически величина максимально возможной (допустимой) высоты всасывания зависит от давлений в расходной емкости над поверхностью жидкости p_0 и во всасывающей патрубке насоса $p_{вс}$, плотности перекачиваемой жидкости ρ , скорости ее во всасывающем трубопроводе $w_{вс}$, а также от потери напора в нем $\Delta h_{вс}$. Высота всасывания увеличивается при росте давления p_0 , уменьшении плотности жидкости ρ , увеличении диаметра всасывающего трубопровода $d_{вс}$ ($w_{вс} \sim 1/d_{вс}$), рациональной его конструкции (с точки зрения минимизации потерь напора).

При перекачивании воды из открытых водоемов, находящихся на уровне моря, высота всасывания теоретически может достичь 10 м (столб воды такой высоты соответствует 1 атм).

Давление во всасывающей патрубке насоса $p_{вс}$ должно быть бóльшим, чем давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости при ее температуре p_s . В противном случае жидкость во всасывающем трубопроводе вскипит. Парообразование перекачиваемой жидкости вызывает следующие негативные явления:

- уменьшение подачи (производительности) насоса, т. к. плотность парожидкостной смеси меньше, чем плотность жидкости;
- уменьшение напора для насосов динамического действия из-за уменьшения кинетической энергии жидкости в насосе;
- кавитацию;
- обрыв струи и прекращение подачи при образовании паровой пробки во всасывающем трубопроводе.

Следовательно, зависимость для расчета допустимой высоты всасывания $H_{вс}^{доп}$, м столба жидкости, необходимо записать в следующем виде:

$$H_{вс}^{доп} \leq \frac{p_0}{\rho g} - \left(\frac{p_s}{\rho g} + \frac{w_{вс}^2}{2g} + \Delta h_{вс} \right). \quad (5.20)$$

Из зависимости видно (5.20), что опасность превышения допустимой высоты всасывания возрастает при перекачивании горячих жидкостей (велико значение p_s), при перекачивании жидкостей из вакуумированных емкостей и аппаратов (мало значение p_0). В таких случаях для предотвращения вскипания жидкости насос зачастую размещают ниже ее уровня в расходной емкости (под заливом) или используют погружные насосы.

Подробнее остановимся на кавитации. Кавитация представляет собой явление быстрой конденсации пузырьков пара в жидкости. Возникает она при резком повышении давления в парожидкостной смеси или при резком ее охлаждении.

Как указывалось ранее, при падении давления в всасывающем трубопроводе ниже p_s жидкость вскипает, в ней появляются пузырьки пара. Затем парожидкостная смесь попадает в рабочую камеру насоса, где статическое давление резко повышается, превышая значение p_s . При скачкообразном росте давления в жидкости с большой скоростью происходит процесс конденсации пузырьков пара. Образующиеся в результате конденсации пустоты (области очень низкого давления) с большой скоростью заполняются жидкостью. Возникают множественные локальные гидроудары, сопровождаемые шумом, вибрацией. В результате гидроударов происходит эрозия рабочих поверхностей конструктивных элементов насоса, причем наиболее интенсивно – движущихся. Вибрации, гидроудары наносят вред уплотнителям, подшипникам, вызывают разрушение материалов вследствие усталости.

В лопастных насосах кроме того кавитация может возникнуть за счет парообразования жидкости с последующей конденсацией непосредственно в рабочем колесе, особенно при высоких скоростях вращения его. В насосах с возвратно-поступательным движением рабочего органа при большой линейной его скорости в фазе всасывания возможен отрыв жидкости от рабочего органа с появлением предпосылок к кавитации.

Для устранения возникновения кавитации при работе насоса допустимую высоту всасывания следует рассчитывать и принимать с учетом кавитационного (пульсационного) запаса.

1.5.5 Центробежные насосы

1.5.5.1 Конструкция и принцип действия центробежного насоса

Центробежные насосы наиболее широко используются в химической промышленности. Они относятся к насосам динамического действия и обладают равномерной непрерывной подачей жидкости. Они компактны, обеспечивают высокую производительность и сравнительно высокий напор. Бывают одно- и многоступенчатыми.

На рис. 5.2 представлена схема одноступенчатого центробежного насоса. Он имеет спиралеобразный корпус 1 с всасывающим 2 и нагнетательным 3 патрубками. В корпусе установлено рабочее колесо 4 , посаженное на вал 5 . Рабочее колесо представляет собой диск (два диска) с лопатками 6 , выполненными перпендикулярно к плоскости диска. Лопатки обычно загнуты против направления вращения рабочего колеса. Всасывающий патрубок 2 выполнен соосно рабочему колесу, а нагнетательный 3 отходит от корпуса по касательной (расположен тангенциально). Зазор между рабочим колесом и корпусом увеличивается от нагнетательного патрубка по ходу вращения рабочего колеса.

Работает насос следующим образом. Перед запуском корпус заполняют (заливают) жидкостью. Для предотвращения слива жидкости всасывающий трубопровод 7, как правило, снабжают обратным клапаном 8. При сообщении вращения рабочему колесу жидкость между лопатками движется совместно с ним. Под действием центробежных сил жидкость кроме вращательного перемещения совершает и радиальное, вытесняясь из рабочего колеса в зазор между ним и корпусом. В центральной зоне рабочего колеса создается пониженное давление, за счет этого жидкость всасывается в насос. Жидкость, двигаясь по зазору между рабочим колесом и корпусом по окружности, снижает свою скорость за счет увеличения величины сечения данного зазора. По этой причине преобразование кинетической энергии жидкости (динамического давления) в потенциальную (статическое давление) происходит довольно плавно, что в итоге способствует повышению КПД насоса.

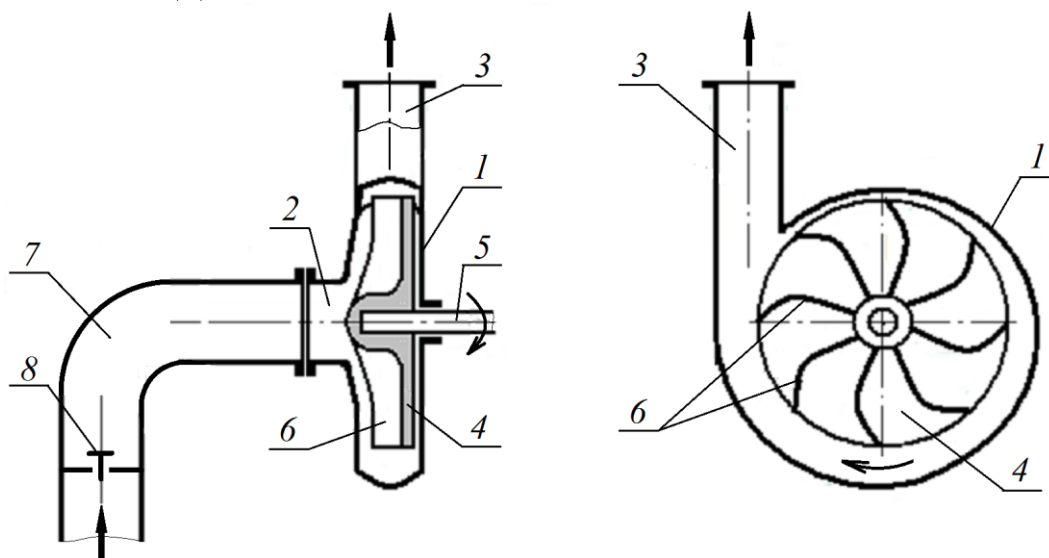


Рис. 5.2 – Схема центробежного насоса:

1 – корпус; 2 – всасывающий патрубок; 3 – нагнетательный патрубок;
4 – рабочее колесо; 5 – вал; 6 – лопатки; 7 – всасывающий трубопровод;
8 – обратный клапан

Для защиты привода центробежного насоса от перегрузки его следует запускать при закрытом вентиле на нагнетательном трубопроводе. В этом случае (при нулевом расходе) потребляется минимальная мощность.

Одноступенчатые центробежные насосы обеспечивают напоры до 70 м столба жидкости. При необходимости создания более высоких напоров (50 и более метров) используют многоступенчатые насосы. В таких насосах на один вал последовательно устанавливают несколько рабочих колес, размещенных в последовательно соединенных рабочих камерах. Жидкость, выходящая из первого колеса, поступает по специальному отводному каналу в корпусе насоса во второе колесо и т. д. Развиваемый таким насосом напор равен сумме напоров, создаваемых в каждой из рабочих камер, при последовательном прохождении жидкости через них.

1.5.5.2 Основное уравнение центробежных машин. Законы пропорциональности центробежных машин

Основное уравнение центробежных машин получают путем решения уравнения Бернулли для двух сечений рабочего колеса: на входе жидкости на лопатку (радиус r_1) и на выходе ее из лопатки (радиус r_2). При этом за плоскость сравнения принимают плоскость рабочего колеса (колесо расположено горизонтально) и записывают уравнение Бернулли для жидкости при прохождении ее вдоль лопаток условно неподвижного колеса под действием центробежных сил.

На схеме (см. рис. 5.3) приняты следующие обозначения:

u_1 и u_2 – окружные составляющие скорости на радиусах r_1 и r_2 соответственно (направлены по касательной к окружностям вращения);

w_1 и w_2 – относительные составляющие скоростей на радиусах r_1 и r_2 соответственно (направлены по касательным к лопатке);

c_1 и c_2 – абсолютные скорости на радиусах r_1 и r_2 соответственно (суммы окружных и относительных скоростей);

c_{1r} и c_{2r} – радиальные составляющие абсолютных скоростей c_1 и c_2 соответственно;

b_1 и b_2 – ширина лопаток на радиусах r_1 и r_2 соответственно.

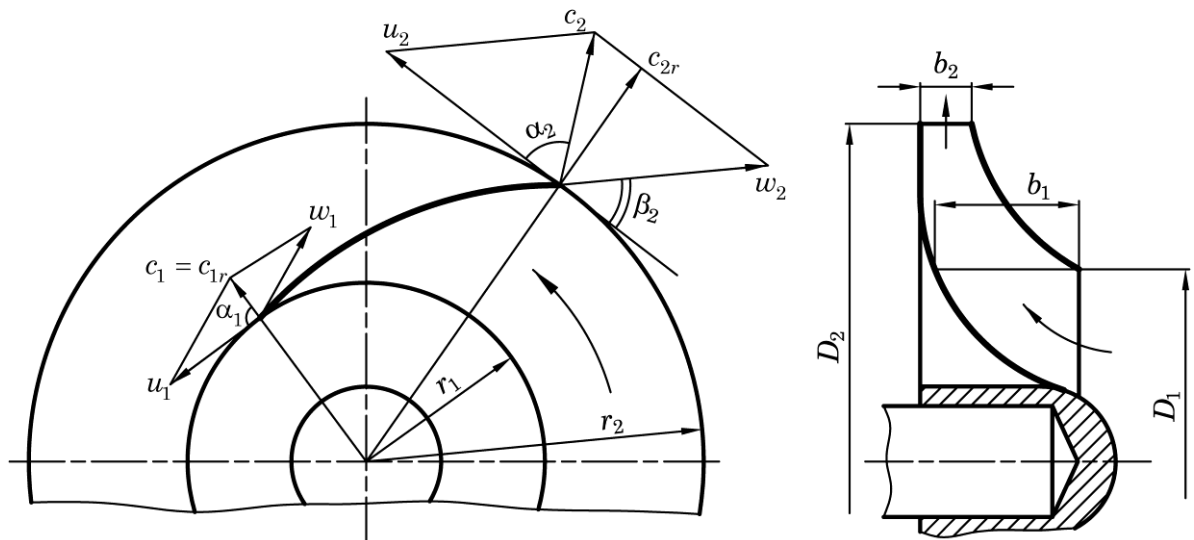


Рис. 5.3 – К выводу основного уравнения центробежных машин

В результате решения уравнения получают, что теоретический напор насоса H_T равен:

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1}{g} \quad (5.21)$$

где α_2 и α_1 – углы между окружными и абсолютными скоростями на выходе из лопатки и на входе в нее соответственно.

Уравнение (5.21) называется основным уравнением центробежных машин. Оно справедливо для всех центробежных машин, в том числе газодувки и вентиляторы.

Жидкость, поступающая в рабочее колесо, поначалу движется в нем радиально, т. е. $\alpha_1 \approx 90^\circ$, а $\cos \alpha_1 \rightarrow 0$. Тогда из уравнения (5.21) следует:

$$H_T = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (5.22)$$

Наибольший напор достигается если $\beta_2 > 90^\circ$ (лопатки загнуты по направлению вращения рабочего колеса (см. рис. 5.4, в). Однако такое конструктивное решение для повышения напора насоса применяют редко, т. к. при его реализации низок КПД из-за затрудненного выхода жидкости из рабочего колеса.

(β_2 угол смежный с углом между окружной скоростью u_2 и относительной составляющей скорости w_2)

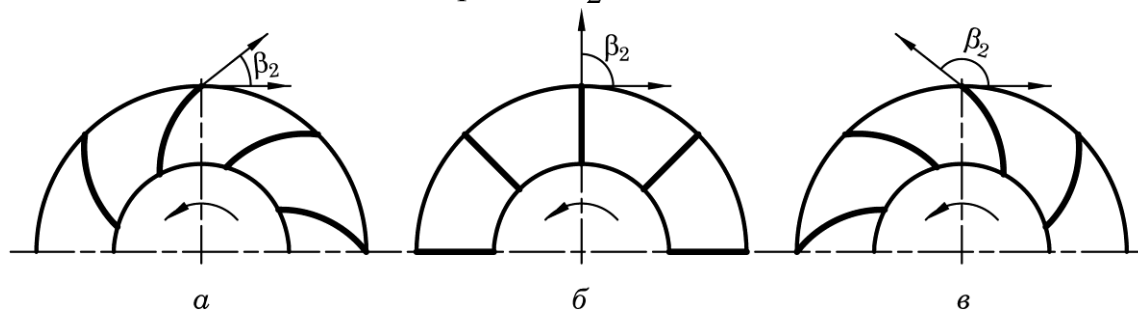


Рис. 5.4 – Варианты расположения лопаток в рабочем колесе:
а – лопатки загнуты назад; б – прямые лопатки; в – лопатки загнуты вперед

Действительный напор насоса H_H связан с теоретическим через гидравлический КПД η_H ($\eta_H = 0,8 \div 0,95$) и коэффициент, учитывающий число лопаток, ε ($\varepsilon = 0,6 \div 0,8$). Учитывая изложенное выше, запишем:

$$H_H = H_T \eta_H \varepsilon. \quad (5.23)$$

Производительность насоса Q_H равна общему расходу жидкости через зазоры между лопатками и вычисляется по формуле:

$$Q_H = b_1 (2\pi r_1 - \delta z) c_{1r} = b_2 (2\pi r_2 - \delta z) c_{2r}, \quad (5.24)$$

где δ – толщина лопаток;
 z – число лопаток.

Видно, что производительность насоса пропорциональна радиальной составляющей скорости (c_{2r}), которая в свою очередь пропорциональна окружной скорости рабочего колеса (u_2). Окружная скорость u_2 , м/с, вычисляется следующим образом:

$$u_2 = \pi D_2 n, \quad (5.25)$$

где D_2 – диаметр рабочего колеса, м;
 n – частота его вращения, c^{-1} .

Следовательно, производительность насоса пропорциональна числу оборотов (частоте вращения) рабочего колеса. При частотах вращения рабочего колеса n_1 и n_2 производительности центробежного насоса Q_{H1} и Q_{H2} взаимосвязаны следующим образом:

$$\frac{Q_{H2}}{Q_{H1}} = \frac{n_2}{n_1}. \quad (5.26)$$

Из уравнения (5.22) следует, что напор центробежного насоса пропорционален окружной скорости жидкости в квадрате ($H_H \sim uc$), т. к. абсолютная скорость прямо пропорциональна окружной. Из этого вытекает, что напор насоса пропорционален квадрату числа оборотов рабочего колеса. Для частот вращения рабочего колеса n_1 и n_2 соотношение напоров насоса H_{H1} и H_{H2} определяется зависимостью:

$$\frac{H_{H2}}{H_{H1}} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2. \quad (5.27)$$

Из уравнения (5.1) следует, что полезная мощность центробежного насоса пропорциональна кубу числа оборотов его рабочего колеса ($N_H = \rho g H_H Q_H$). Для частот вращения рабочего колеса n_1 и n_2 соотношение полезных мощностей насоса N_{H1} и N_{H2} определяется зависимостью:

$$\frac{N_{H2}}{N_{H1}} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3. \quad (5.28)$$

Уравнения (5.26), (5.27) и (5.28) носят название уравнений законов пропорциональности центробежных машин. С достаточно высокой точностью они действуют при изменении числа оборотов до $\pm 20\%$, ограничено применимы при изменении числа оборотов до двух раз.

1.5.5.3 Взаимодействие насоса и сети, их совместные характеристики. Рабочая точка насоса

Зависимости напора насоса H_H , мощности на его валу N_B и КПД η_H от производительности Q_H при постоянном числе оборотов n могут быть отображены графически. Графические зависимости $H_H = f(Q_H)$, $N_B = f(Q_H)$ и $\eta_H = f(Q_H)$ называют рабочими характеристиками насоса. Получают эти характеристики в результате испытаний насоса. Вид характеристик центробежного насоса представлен на рис. 5.5.

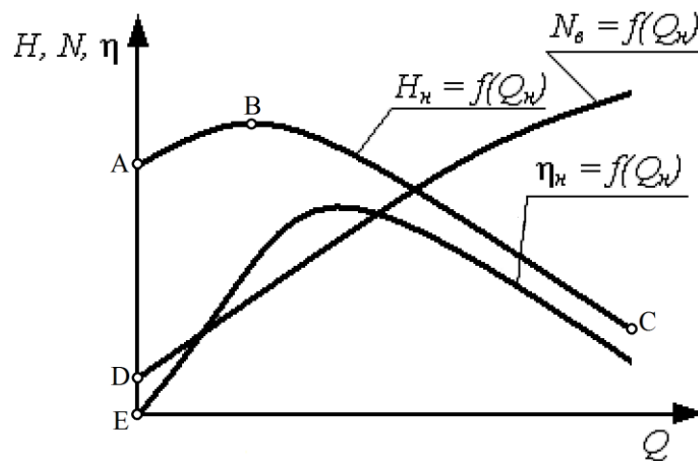


Рис. 5.5 – Общий вид рабочих характеристик насоса

Участок возрастания напора при малых расходах соответствует неустойчивой работе насоса (участок АВ). Затем с увеличением производительности напор падает (участок ВС). Наименьшую мощность насос потребляет при отсутствии расхода (точка D), однако т. к. он не совершает полезной работы, КПД его равен нулю (точка E). В дальнейшем с ростом расхода мощность на валу увеличивается. КПД же сначала увеличивается, а затем падает вследствие резкого падения напора насоса, т. е. характеристика $\eta_H = f(Q_H)$ проходит через максимум.

Область расходов и напоров, соответствующая области максимальных значений КПД, является областью оптимальной работы (эксплуатации) насоса. В каталогах по насосам зачастую представляют характеристики насосов только для области максимальных значений их КПД. Эти данные, как правило, представляют для различных значений чисел оборотов рабочего колеса n (см. рис. 5.6). При этом дается информация о параметрах работы насоса при его КПД не меньшем, чем 70% от максимального $\eta_{H \max}$.

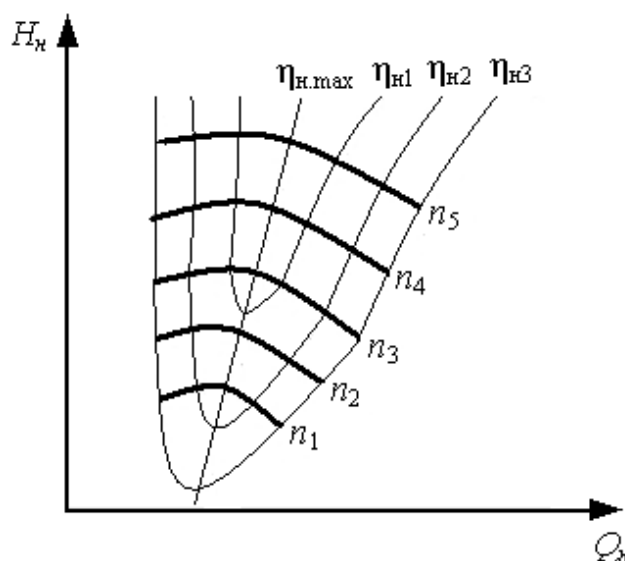


Рис. 5.6 – Расходно-напорные характеристики насоса (универсальная характеристика насоса)

При выборе насоса следует принимать во внимание расходно-напорную характеристику сети, т. е. зависимость потерь напора в сети H_c от расхода жидкости через нее (производительности) Q .

Потери напора в сети H_c , м, при одинаковых диаметрах всасывающего и нагнетательного трубопроводов d определяются по уравнению:

$$H_c = \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi\right) \frac{w^2}{2g} + H_r + \frac{p_2 - p_0}{\rho g}, \quad (5.29)$$

где λ – коэффициент трения;

l – суммарная длина всасывающего и нагнетательного трубопроводов, м;

$\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений трубопроводной сети;

w – средняя скорость жидкости во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, м/с;

H_r – геометрическая высота подъема жидкости, м;

p_2 и p_0 – давления над жидкостью в приемной и расходной емкостях соответственно, Па.

Принимаем для данной трубопроводной сети: $p_2 - p_0 = const$; $H_r = const$. Для развитого турбулентного режима движения жидкости в трубе можно принять, что величины λ и $\sum \xi$ также постоянны. Выразив скорость жидкости через ее объемный расход и поперечное сечение трубопровода $w = Q/S$ уравнение (5.29) приближенно можно представить в следующем виде:

$$H_c = A Q^2 + B, \quad (5.30)$$

где $A = \left(1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi\right) \frac{1}{2gS^2}$;

$$B = H_r + \frac{p_2 - p_0}{\rho g}.$$

График расходно-напорной характеристики сети $H_c = f(Q)$ приближенно можно представить квадратичной параболой. При совмещении на одном рисунке графиков характеристик насоса $H_n = f(Q_n)$ и сети $H_c = f(Q)$ получают точку их пересечения C (см. рис. 5.7). Эту точку называют рабочей точкой насоса. Она показывает рабочую производительность Q_p и напор насоса H_p при работе на данную сеть.

Рабочая производительность насоса может быть изменена за счет изменения числа оборотов рабочего колеса n , либо за счет изменения характеристики сети, в первую очередь путем открытия (закрытия)

трубопроводной арматуры (вентилей, задвижек и т. д.), что влияет на значение коэффициента A в уравнении (5.30).

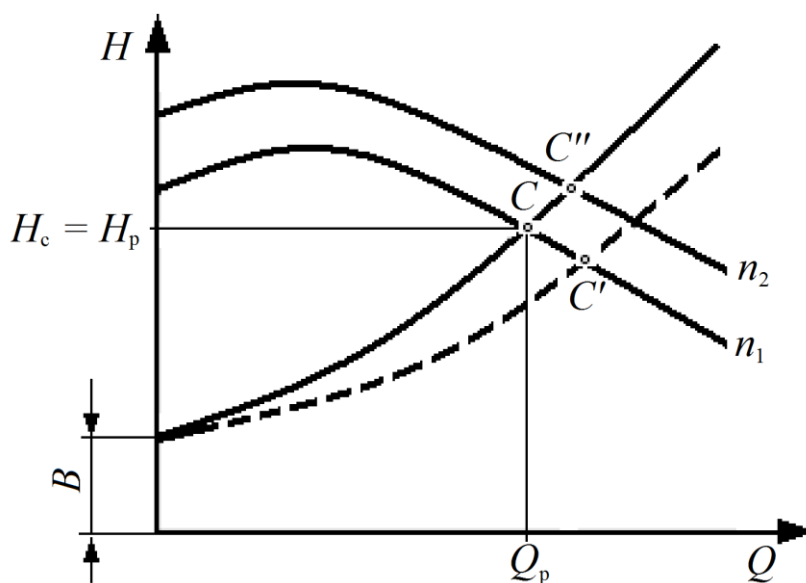


Рис. 5.7 – К определению рабочей точки насоса

На рис. 5.7 показаны изменения положения рабочей точки при увеличении частоты вращения рабочего колеса с n_1 до n_2 (точка C'') и увеличении степени открытия регулирующей арматуры (точка C').

При выборе насоса следует выполнять условия:

- производительность насоса в рабочей точке должна быть несколько больше заданной (обычно на 10–20%);
- рабочая точка должна находиться в области максимальных значений КПД насоса.

1.5.5.4 Совместная работа нескольких насосов на сеть

Если один насос не обеспечивает требуемые рабочие параметры (производительность или напор) при его работе на трубопроводную сеть, то могут применять параллельное либо последовательное соединение насосов в одной насосной установке.

При параллельном соединении одинаковых насосов суммируются при одном и том же значении напора их производительности (рис. 5.8), при последовательном – при одной и той же производительности суммируются их напоры (рис. 5.9).

Значительное увеличение производительности насосной установки $Q_{\text{ну}}$ по сравнению с производительностью одного насоса $Q_{\text{н}}$ при параллельном соединении наблюдается только в том случае, если характеристика сети $H_c = f(Q)$ пологая. Напор насосной установки $H_{\text{ну}}$ при этом (рабочая точка C') по сравнению с напором одного насоса $H_{\text{н}}$ (рабочая точка C) возрастает незначительно. Пологая характеристика присуща коротким, с малым числом

местных сопротивлений трубопроводам (следует из анализа зависимости $H_c = A Q^2 + B$, формула (5.30)).

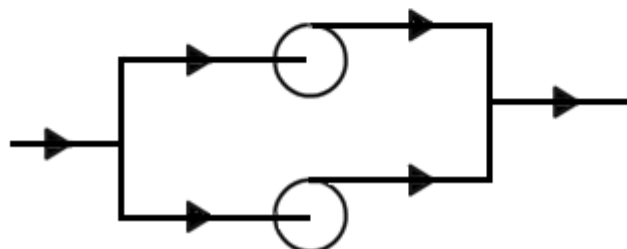
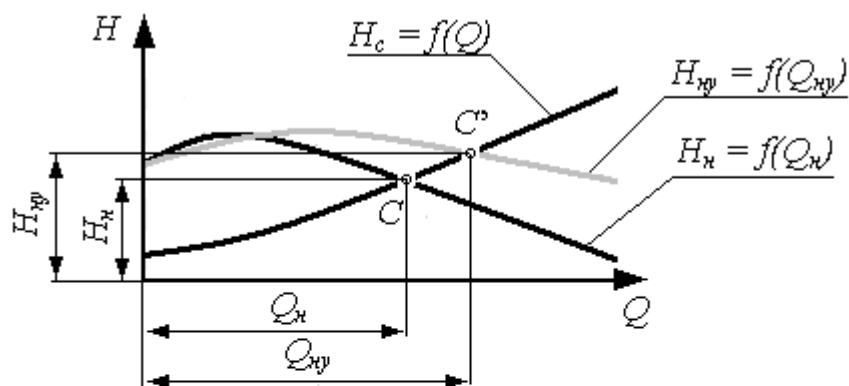


Рис. 5.8 – Параллельное соединение двух насосов и их совместная работа на трубопроводную сеть

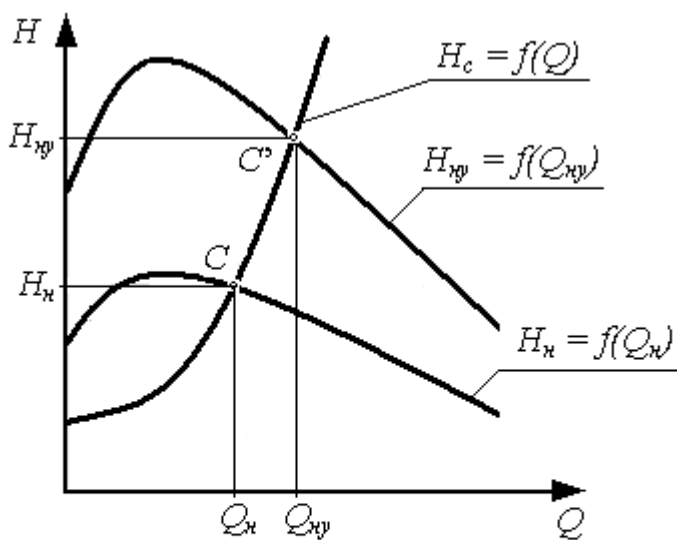


Рис. 5.9 – Последовательное соединение двух насосов и их совместная работа на трубопроводную сеть

Значительное увеличение напора насосной установки $H_{\text{НУ}}$ по сравнению с напором одного насоса $H_{\text{Н}}$ достигается при последовательном соединении насосов в случае, если характеристика сети *крутая*, т. е. когда насосы работают на длинный, с большим количеством местных сопротивлений трубопровод. Производительность насосной установки $Q_{\text{НУ}}$ по сравнению с производительностью одного насоса $Q_{\text{Н}}$ при этом возрастает незначительно (см. рис. 5.9).

Однако зачастую экономически целесообразнее использовать в насосной установке вместо нескольких насосов один крупный, высокопроизводительный насос или высоконапорный многоступенчатый, т. к. при этом обеспечивается более высокий КПД насосной установки.

1.5.6 Конструкции насосов

1.5.6.1 Пропеллерный (осевой) насос

Осевые насосы применяются для перемещения больших количеств жидкости при сравнительно невысоких (до 10–12 м столба жидкости) напорах. Используются для обеспечения циркуляции жидкости в различных аппаратах. Устройство осевого насоса показано на рис. 5.10.

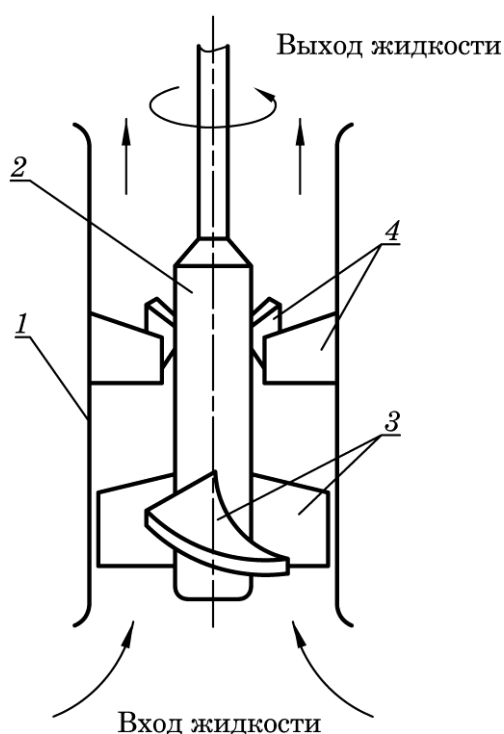


Рис. 5.10 – Осевой насос:

1 – корпус; 2 – вал; 3 – рабочее колесо; 4 – направляющий аппарат

Корпус насоса 1 представляет трубу, соосно которой установлено рабочее колесо 3 с приводным валом 2. Для уменьшения потерь энергии,

вызываемых закруткой потока жидкости, насосы могут быть снабжены направляющими аппаратами на входе в рабочее колесо (не показан) и после него. Рабочее колесо имеет форму гребного винта, т. е. лопасти повернуты под некоторым углом к плоскости, перпендикулярной его оси. Направляющий аппарат 4 выполнен в виде неподвижно закрепленных внутри корпуса изогнутых пластин.

При вращении рабочего колеса жидкость его лопатками увлекается в осевом направлении, приобретая одновременно вращательное движение. Направляющий аппарат на входе в рабочее колесо создает оптимальные условия входа жидкости в него. Направляющий аппарат на выходе из рабочего колеса раскручивает поток, что уменьшает потери на трение в трубопроводе после насоса.

Достоинства насоса: высокий КПД, большая производительность при малых размерах, простота и надежность в работе. Основной недостаток – невысокий напор.

1.5.6.2 Вихревой насос

Применяется для перекачивания жидкостей, не включающих абразивных частиц. В нем используется энергия вихревого движения жидкости, он способен к самовсасыванию. Устройство вихревого насоса показано на рис. 5.11.

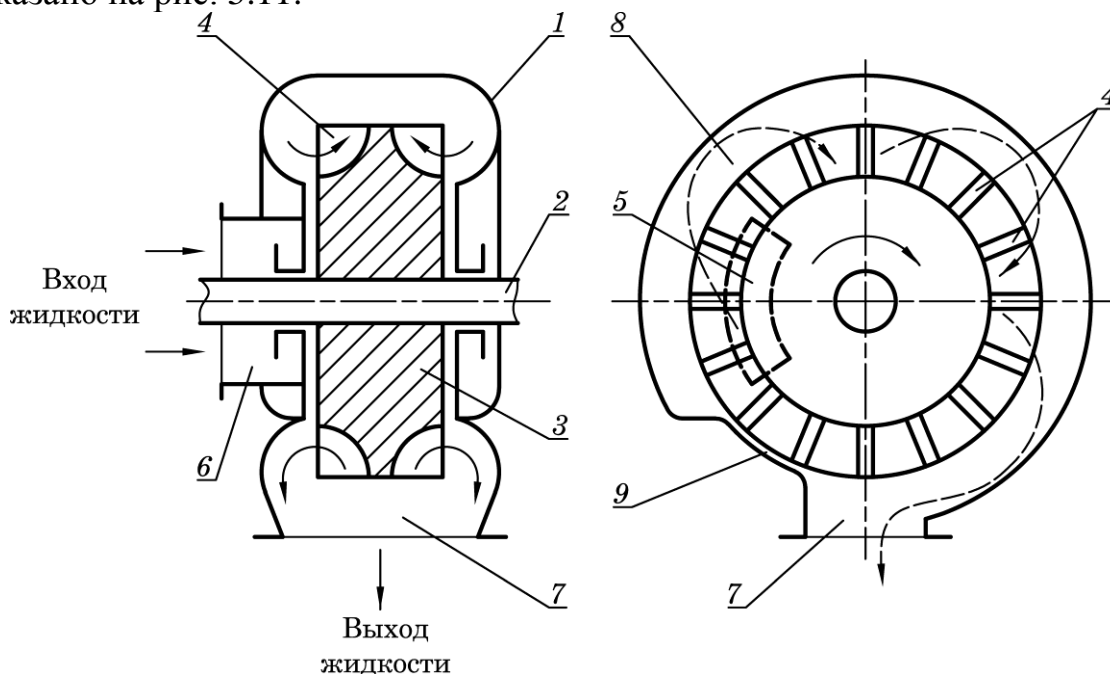


Рис. 5.11 – Вихревой насос:

- 1 – корпус; 2 – вал; 3 – рабочее колесо; 4 – лопатки;
 5 – входное торцевое окно; 6 – всасывающий патрубок;
 7 – нагнетательный патрубок; 8 – кольцевой канал; 9 – уплотняющий зазор

Жидкость из всасывающего патрубка 6 через входное торцевое окно 5 поступает в корпус насоса 1, попадает на вращающееся рабочее колесо 3 и

приобретает кинетическую энергию вращения от его лопаток 4. Под действием центробежной силы жидкость выбрасывается в кольцевой канал 8, между корпусом и рабочим колесом, где приобретает вихревое движение и перемещается вдоль канала к нагнетательному патрубку 7. При движении в кольцевом канале жидкость неоднократно контактирует с лопатками рабочего колеса (примерный ход жидкости внутри насоса показан штриховыми линиями со стрелками), где ей дополнительно передается механическая энергия движущихся лопаток. За нагнетательным патрубком 7 в корпусе насоса выполнен уплотняющий зазор 9 (не более 0,2 мм), который препятствует возврату перемещаемой жидкости из нагнетательного патрубка в кольцевой канал 8.

В результате многократного контакта жидкости с рабочим колесом достигаются более высокие (в 2–4 раза) напоры, чем у центробежных насосов при одном и том же диаметре рабочего колеса и его частоте вращения.

По сравнению с центробежными, вихревые насосы потребляют большую мощность и обладают меньшим КПД вследствие значительных потерь энергии в вихрях, образующихся в кольцевом канале.

1.5.6.3 Струйный насос

В струйных насосах для перекачивания одной жидкости используют кинетическую энергию потока другой (рабочей) жидкости. В отдельных случаях в качестве рабочей среды в этих насосах используют водяной пар, сжатый газ. Струйные насосы применяют в тех случаях, когда допустимо смешение рабочей жидкости с перекачиваемой. Также их применяют в качестве вакуумных насосов. Схема насоса представлена на рис. 5.12.

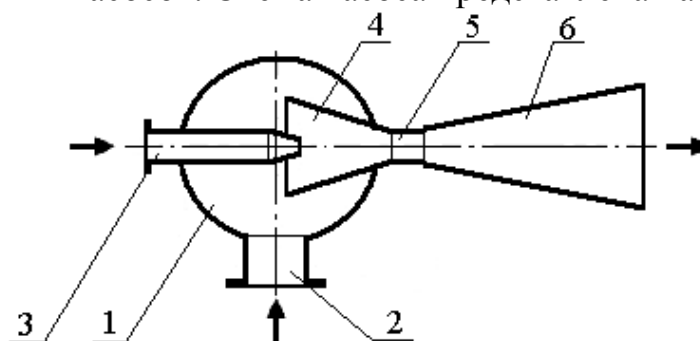


Рис. 5.12 – Струйный насос:

1 – корпус; 2 – всасывающий патрубок; 3 – сопло; 4 – конфузор;
5 – горловина; 6 – диффузор

Насос состоит из корпуса 1 с всасывающим патрубком 2. В корпусе насоса установлены сопло 3, конфузор 4, горловина 5 и диффузор 6. Рабочую жидкость с большой скоростью подают через сопло 3 в конфузор 4. За счет сил трения рабочая жидкость увлекает из корпуса (камеры смешения) перекачиваемую жидкость. Смесь рабочей и перекачиваемой жидкостей

достигает наибольшей скорости в горловине 5. В расширяющейся части (диффузоре 6) скорость смеси падает, а статическое давление ее повышается.

Достоинства струйного насоса: простота, отсутствие рабочих органов, движущихся частей. Недостатки: низкая производительность, низкий КПД, быстрый эрозионный износ сопел, необходимость наличия высокопотенциальных чистых рабочих жидкостей.

1.5.6.4 Поршневые насосы

Устройство поршневого насоса простого действия показано на рис. 5.13. Рабочей камерой насоса является цилиндр 1. Цилиндр имеет всасывающий 2 и нагнетательный 3 патрубки с клапанами 4. В цилиндре находится поршень 5, уплотняемый кольцами или манжетами. Шток 6 поршня связан с шатуном 7, который в свою очередь шарнирно соединен с кривошипом 8. При вращении кривошипа поршень приобретает возвратно-поступательное движение. При обратном ходе поршня (по направлению к кривошипу) в цилиндре создается разрежение, за счет этого закрывается клапан в нагнетательном патрубке, а клапан во всасывающем патрубке открывается и жидкость поступает в цилиндр. При прямом ходе поршня в цилиндре создается избыточное давление. За счет этого закрывается клапан во всасывающем патрубке и открывается клапан в нагнетательном патрубке, и жидкость выдавливается в нагнетательный трубопровод.

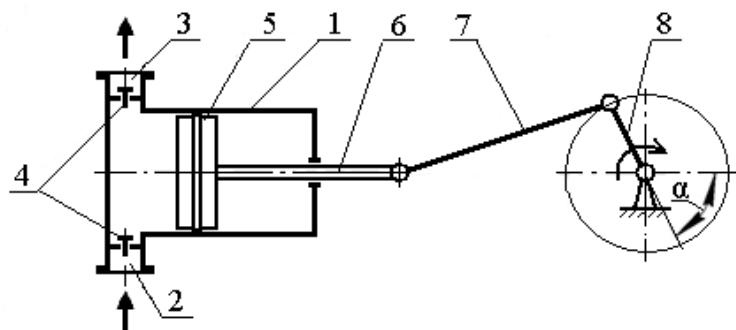


Рис. 5.13 – Поршневой насос простого действия:

1 – цилиндр; 2 – всасывающий патрубок; 3 – нагнетательный патрубок;
4 – клапаны; 5 – поршень; 6 – шток; 7 – шатун; 8 – кривошип

Т. к. для привода поршня используется кривошипно-шатунный механизм, то скорость движения поршня, а соответственно и мгновенная подача насоса $Q_{\text{мг}}$ в фазе нагнетания (I) изменяется по синусоидальному закону. При обратном ходе поршня (в фазе всасывания (II)) подача отсутствует (см. рис. 5.14). Такая пульсация подачи является основным недостатком поршневого насоса.

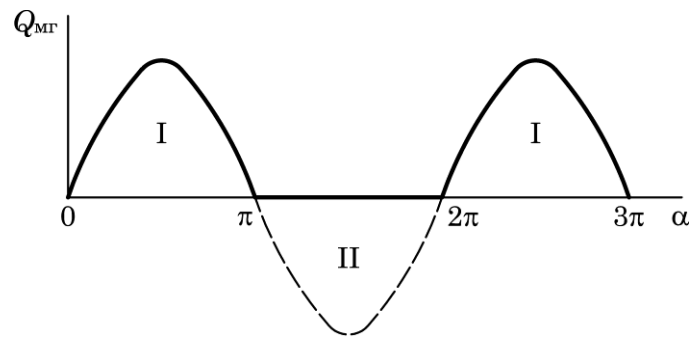


Рис. 5.14 – Диаграмма подачи поршневого насоса простого действия (значение 2π на шкале абсцисс соответствует полному обороту кривошипа $\alpha = 360^\circ$)

Средняя теоретическая производительность поршневого насоса простого действия $Q_{\text{ср}}$, $\text{м}^3/\text{с}$, вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{ср}} = S_{\text{п}} h_{\text{п}} n, \quad (5.30)$$

где $S_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения поршня, м^2 ;

$h_{\text{п}} = 2l_{\text{к}}$ – ход поршня, м;

$l_{\text{к}}$ – длина кривошипа, м;

n – число оборотов (частота вращения) кривошипа, с^{-1} .

Производительность поршневого насоса мало зависит от развиваемого напора. Напор насоса ограничен прочностью его конструктивных элементов (в первую очередь, уплотнений, клапанов, шатуна, кривошипа) и мощностью привода. Теоретически на выходе из поршневого насоса можно получить бесконечно большой напор (рис. 5.15, линия 1). Снижение действительной производительности насоса при увеличении напора обусловлено утечками (обратными перетоками) жидкости через уплотнения и клапаны (рис. 5.15, штриховая линия 2).

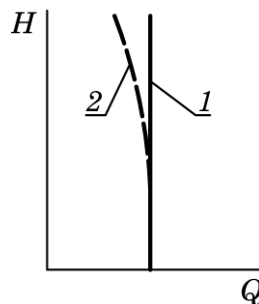


Рис. 5.15 – Расходно-напорные характеристики поршневого насоса: 1 – теоретическая характеристика; 2 – действительная характеристика

Недостатками поршневого насоса, кроме пульсации подачи, являются также: наличие большого количества движущихся частей; низкий механический КПД; трудность регулирования производительности; повышенный износ уплотнений. Поэтому они малопригодны для перекачивания жидкостей с механическими включениями, высоковязких. Регулирование производительности возможно за счет изменения частоты вращения кривошипа и его длины, а также байпасирования потока.

Неравномерность подачи частично устраняется в поршневых насосах двойного действия, а также в насосах с несколькими параллельно соединенными рабочими камерами – цилиндрами. В насосе двойного действия жидкость попеременно всасывается и нагнетается при прямом и обратном ходе в рабочие камеры цилиндра, расположенные по обе стороны поршня. В многоцилиндровых насосах ступени работают на всасывание и нагнетание со сдвигом по фазе.

На рис. 5.16, *а* представлена диаграмма подачи для насоса двойного действия, на рис. 5.16, *б* для триплекс-насоса (трехцилиндрового). Во многих случаях эффективно снижают пульсации подачи поршневых насосов воздушные колпаки, которые устанавливают на начальном участке нагнетательных трубопроводов (см. рис. 5.17).

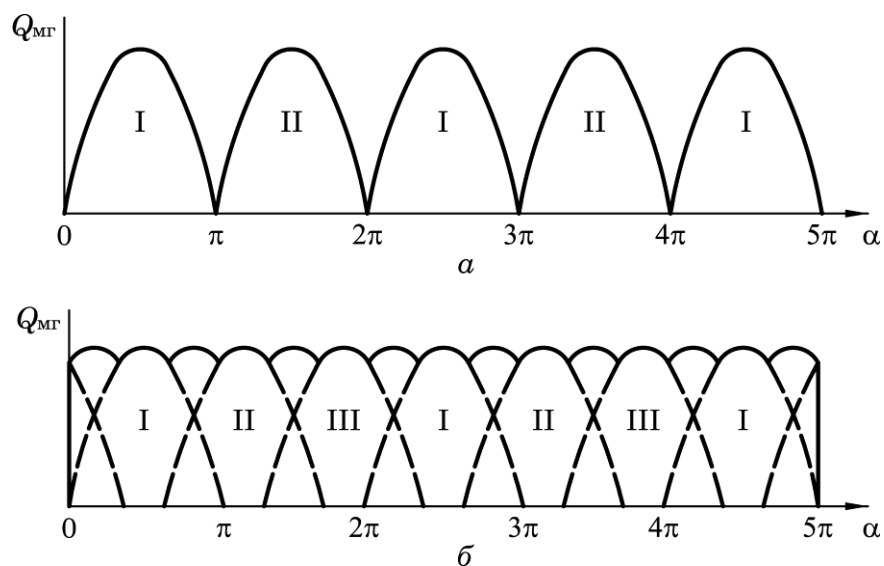


Рис. 5.16 – Диаграммы подачи поршневых насосов двойного (*а*) и тройного (*б*) действия

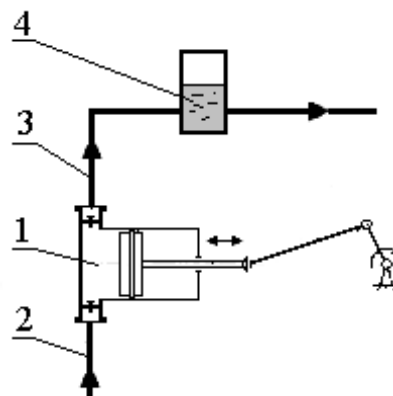


Рис. 5.17 – Схема применения воздушного колпака при эксплуатации поршневого насоса:

- 1 – поршневой насос; 2 – всасывающий трубопровод;
3 – нагнетательный трубопровод; 4 – воздушный колпак

Воздушный колпак 4, установленный на нагнетательном трубопроводе 3 представляет собой буферный промежуточный сосуд с диаметром, намного большим диаметра трубопровода, часть объема которого заполнено воздухом.

В фазе нагнетания часть жидкости из-за возрастания давления в нагнетательном трубопроводе поступает в воздушный колпак, газ в нем сжимается. В фазе всасывания давление в трубопроводе снижается и жидкость из воздушного колпака вытесняется потребителю сжатым газом, компенсируя недостаток подачи насоса. Снижение неравномерности подачи при использовании воздушных колпаков проиллюстрировано на рис. 5.18.

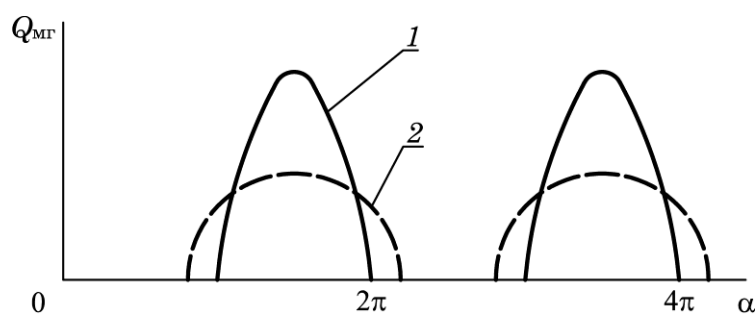


Рис. 5.18 – Диаграмма подачи поршневого насоса с использованием воздушного колпака:

1 – без воздушного колпака; 2 – с воздушным колпаком

1.5.6.5 Плунжерные насосы

Разновидностью поршневых насосов являются плунжерные насосы, которые отличаются конструкцией рабочего органа (см. рис. 5.19).

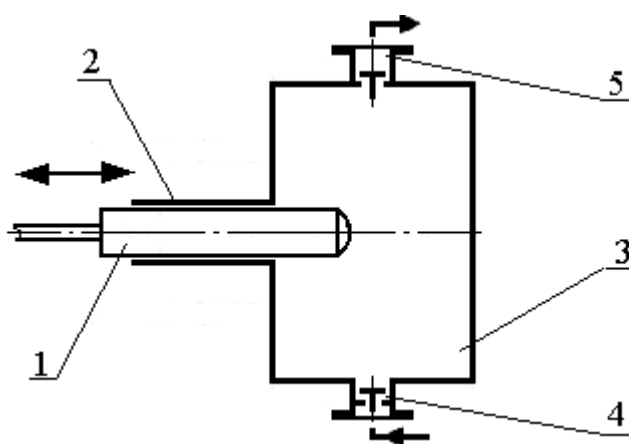


Рис. 5.19 – Плунжерный насос:

1 – плунжер; 2 – цилиндр; 3 – камера; 4 – всасывающий патрубок;
5 – нагнетательный патрубок

Плунжер отличается от поршня значительно бóльшим отношением длины к диаметру. Плунжер 1 и цилиндр 2 изготавливают с большой

точностью. Поэтому на плунжере нет уплотнительных колец, манжет. В плунжерных насосах цилиндр является лишь направляющим устройством для движения плунжера, всасывание и нагнетание жидкости осуществляется в камере 3, примыкающей к цилиндру 2. Вследствие этого плунжерный насос пригоден для работы с высоковязкими, агрессивными жидкостями, а также с жидкостями, содержащими механические включения. Плунжерные насосы, как и поршневые, бывают двойного действия, многоступенчатыми, дифференциальными. Привод плунжеров обычно осуществляют с использованием кривошипно-шатунных и кулачковых механизмов. Плунжерные насосы часто применяют в качестве дозирочных.

1.5.6.6 Мембранный насос

Мембранные (диафрагмовые) насосы применяют для перекачивания высоковязких, агрессивных жидкостей, а также суспензий. Рабочим органом насоса (см. рис. 5.20) является мембрана (диафрагма) 3, выполненная из эластичного (гибкого) материала. При прогибе мембраны происходит изменение объема рабочей камеры 4 и осуществляется всасывание или нагнетание. Привод мембраны осуществляется напрямую от кривошипно-шатунного механизма, либо, как показано на рисунке, за счет воздействия плунжера 2 на замкнутый объем жидкости в камере 5 между мембраной и плунжером.

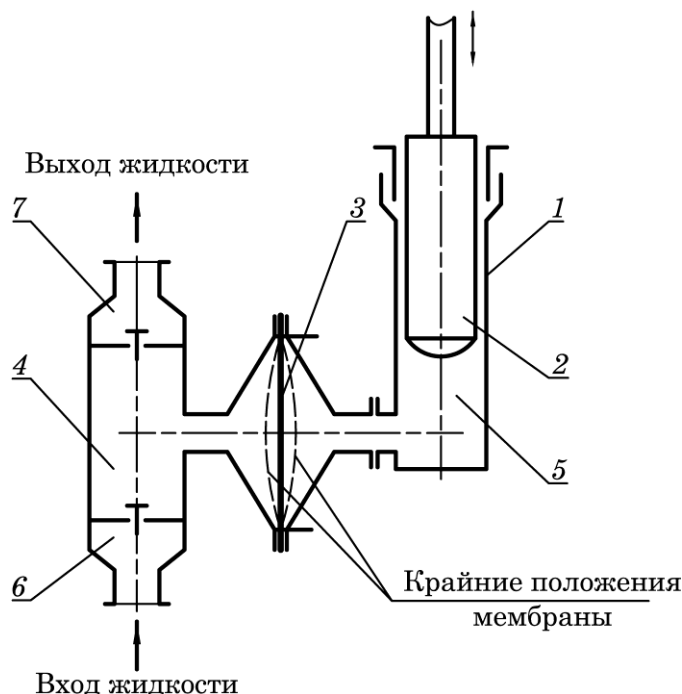


Рис. 5.20 – Мембранный насос:

1 – цилиндр; 2 – плунжер; 3 – мембрана; 4 – рабочая камера;
5 – камера; 6 – всасывающий патрубок; 7 – нагнетательный патрубок

Недостатками мембранного насоса являются быстрый выход из строя мембран и невысокие создаваемые давления.

1.5.6.7 Пластинчатый насос

Пластинчатые насосы применяются для перекачивания чистых невязких жидкостей. Они относятся к насосам высокого давления. Корпус насоса *1*, как показано на рис. 5.21, имеет цилиндрическую полость, сообщающуюся с всасывающим *6* и нагнетательным *7* патрубками. В полости корпуса эксцентрично расположен цилиндрический ротор *2*. В роторе выполнены два или более диаметрально расположенных паза в которых могут свободно перемещаться в радиальном направлении пластины *4*. При вращении ротора пластины плотно прижимаются центробежными силами к внутренней поверхности стенки корпуса и образуют замкнутые объемы. Объем прилегающего к всасывающему патрубку рабочего пространства *5* при вращении ротора увеличивается, за счет чего в нем создается разрежение и происходит всасывание жидкости. При этом объем, примыкающий к нагнетательному патрубку уменьшается, в нем создается избыточное давление, и жидкость вытесняется в нагнетательный патрубок.

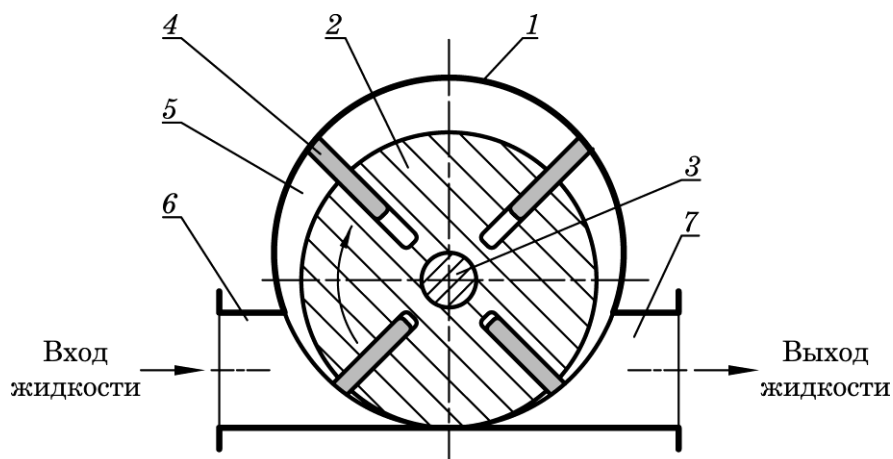


Рис. 5.21 – Пластинчатый насос:

1 – корпус; *2* – ротор; *3* – вал; *4* – пластины; *5* – рабочее пространство;
6 – всасывающий патрубок; *7* – нагнетательный патрубок

Для предотвращения заклинивания и поломки пластин и привода насос следует пускать при открытой нагнетательной линии. Подача жидкости пластинчатыми насосами осуществляется равномернее, чем поршневыми. Кроме того они компактнее и более высокопроизводительны.

Недостатки пластинчатых насосов: чувствительны к загрязнениям жидкости твердыми частицами, невозможность применения для перекачивания агрессивных жидкостей (быстрый износ пластин, потеря герметичности).

1.5.6.8 Шестеренный насос

Шестеренный насос (см. рис. 5.22) является насосом высокого давления (полное давление его может достигать 40 МПа и выше) и применяется для перекачивания вязких чистых жидкостей.

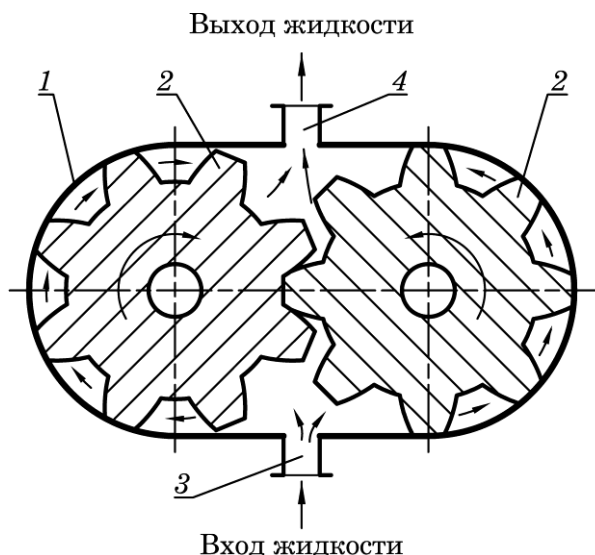


Рис. 5.22 – Шестеренный насос:

1 – корпус; 2 – шестерни; 3 – всасывающий патрубок;
4 – нагнетательный патрубок

Корпус насоса 1 имеет полость в виде двух взаимно пересекающихся цилиндров, геометрические оси которых параллельны. Внутри полости установлены две находящиеся в зацеплении шестерни 2: ведущая и ведомая. Ведущая шестерня связана с приводом. Зазор между стенками корпуса и шестернями невелик (порядка 10 мкм), что обеспечивает достаточную герметичность полостей между зубьями шестерен.

При вращении шестерен их зубья периодически входят в зацепление и выходят из него. При выходе зубьев из зацепления в зазорах между ними создается область пониженного давления. За счет этого в корпус насоса через всасывающий патрубок 3 поступает жидкость. Жидкость захватывается зубьями шестерен и перемещается между ними вдоль стенок корпуса в направлении вращения. При входе зубьев в зацепление жидкость вытесняется из зазоров в нагнетательный патрубок 4.

Шестеренные насосы обладают *реверсивностью*, т. е. при изменении направления вращения шестерен области всасывания и нагнетания меняются местами.

Достоинства шестеренных насосов: незначительная неравномерность подачи, нечувствительность к перегрузкам по давлению вследствие возникающих обратных перетоков жидкости. Их недостатки: высокие требования к точности изготовления узлов и деталей, быстрый износ механическими включениями, низкий механический КПД.

1.5.7 Области применения насосов

Выбор насоса производят в соответствии со свойствами перекачиваемой жидкости, производительностью и необходимым напором. Каждый вид насоса имеет свои предпочтительные области применения (рис. 5.23), в которых с наибольшей полнотой реализуются их достоинства и в наименьшей мере – недостатки. Приведенные области применения насосов являются рекомендательными и могут сдвигаться и перекрываться.

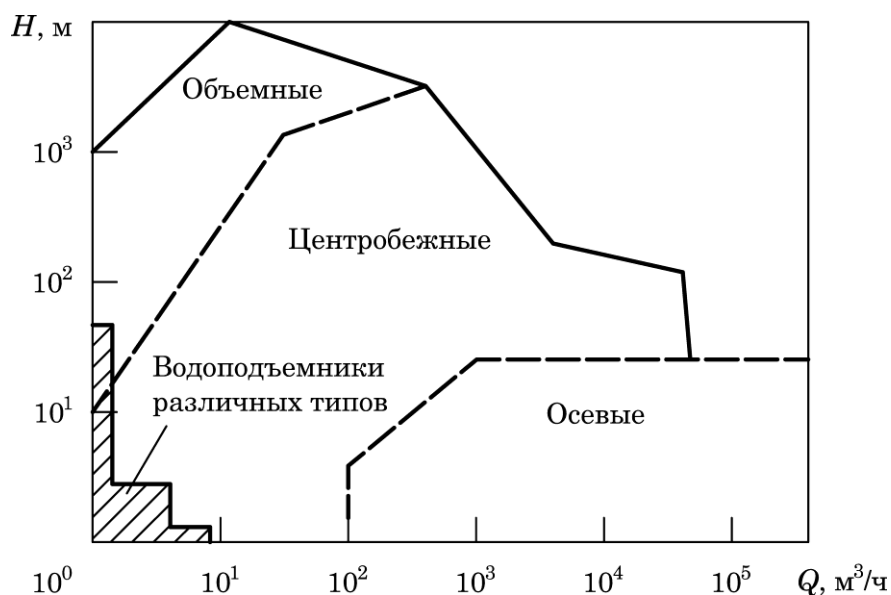


Рис. 5.23 – Предпочтительные области применения насосов различных видов

Наибольшее распространение в химической промышленности получили центробежные насосы в силу ряда преимуществ, отмеченных ранее. Они пригодны для перекачивания практически любых жидкостей за исключением высоковязких. Ограничение применения центробежных насосов связаны с понижением напора при высоких производительностях и низким коэффициентом полезного действия при низких производительностях.

Для перекачивания чистых, незагрязненных жидкостей используют поршневые, пластинчатые, шестеренные, вихревые насосы.

Поршневые насосы целесообразно применять при сравнительно небольших подачах и высоких давлениях (50–1000 атм).

При средней производительности и напоре более пригодны пластинчатые насосы.

Шестеренные и вихревые насосы применяют при небольших подачах и давлениях до 25 атм.

Загрязненные жидкости помимо центробежных насосов могут перекачиваться пропеллерными насосами, монтежю. Причем

производительность пропеллерных насосов может достигать $1500 \text{ м}^3/\text{мин}$ при напорах 10–15 м.

Перекачивание высоковязких жидкостей производят винтовыми, а также поршневыми и шестеренными насосами. Винтовые насосы с успехом используются для перекачки нефтепродуктов, жидких топлив. Производительность их с изменением напора практически не изменяется, при этом КПД может достигать 0,75–0,80.

Легковоспламеняющиеся и взрывоопасные жидкости перекачивают струйными насосами, Монтежю, газлифтами и поршневыми насосами с приводом от парового двигателя. Однако струйные насосы, как уже указывалось, можно применять лишь в тех случаях, когда допустимо смешение перекачиваемой жидкости с рабочей. Следует отметить, что монтежю и газлифты могут быть использованы для перекачивания жидкостей с повышенной температурой.

1.5.8 Перемещение и сжатие газов

Сжатие (разрежение) газов компрессорными машинами используют для обеспечения протекания химических и физических процессов в аппаратах в требуемом направлении, для перемещения газов по трубопроводам на различные расстояния.

Компрессорные машины классифицируют по отношению давления в линии нагнетания (на выходе) p_2 к давлению в линии всасывания (на входе) p_1 (устаревший термин – «степень сжатия»).

При $p_2/p_1 < 1,1$ компрессорные машины называют вентиляторами, при $p_2/p_1 > 1,1$ – компрессорами. Вентиляторы служат для перемещения газов на небольшие расстояния. Компрессоры используют для создания высоких давлений, требуемых технологией проведения процессов, а также для перемещения газов на большие расстояния, в том числе и по магистральным трубопроводам. Различают также вакуум-насосы – компрессорные машины, которые всасывают газы из разреженной среды ($p_1 < p_{\text{атм}}$) и сжимающие их до атмосферного давления или несколько выше.

Компрессорные машины для сжатия газов, как и насосы, делят на объемные и динамические.

Компрессорные машины могут быть поршневыми, ротационными, центробежными, осевыми и струйными. Вентиляторы бывают осевыми и радиальными (центробежными), компрессоры – поршневыми, ротационными и радиально-аксиальными (турбокомпрессоры) и т. д.

Вентиляторы по создаваемому давлению делят на вентиляторы низкого (до 1 кПа), среднего (от 1 до 3 кПа) и высокого (от 3 до 10 кПа) давления.

Вакуум-насосы бывают поршневыми, ротационными, ротационными с жидкостным затвором (например водокольцевые), струйными (инжекторы) и др.

При сжатии газов компрессорными машинами свойства газов (плотность, теплоемкость, энтропия, энтальпия) могут значительно меняться, поэтому теоретические положения, описывающие их работу, сложнее, чем для насосов. Однако при небольшом сжатии газа в вентиляторах изменениями его свойств можно пренебречь и с достаточной точностью можно описать их работу теми же зависимостями что и для насосов.

1.5.8.1 Конструкции вентиляторов

Радиальный (центробежный) вентилятор

Устройство этого вентилятора схоже с устройством центробежного насоса (см. рис. 5.24). Вентилятор имеет корпус (улитку) 1 с всасывающим 2 и нагнетательным 3 патрубками. Рабочее колесо (крыльчатка, барабан) 4 вентилятора – диск 5 с лопатками 6, посаженный на вал 7. Лопатки 6 установлены по периферии диска равномерно по окружности перпендикулярно его плоскости. Принцип действия вентилятора подобен принципу действия центробежного насоса, только рабочей средой в вентиляторе является газ.

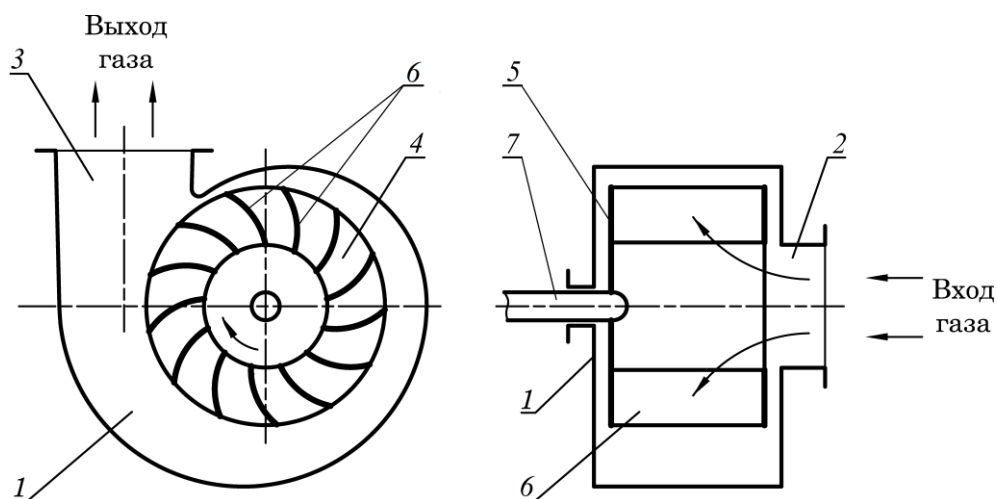


Рис. 5.24 – Радиальный вентилятор:

1 – корпус; 2 – всасывающий (входной) патрубок;
3 – нагнетательный (выходной) патрубок; 4 – рабочее колесо; 5 – диск;
6 – лопатки; 7 – вал

Основным конструктивным отличием центробежных вентиляторов от центробежных насосов является то, что лопатки вентиляторов короче, но шире, чем лопатки центробежных насосов.

В вентиляторах используют лопатки различных типов – прямые и криволинейные. Форма и расположение лопаток зависят от назначения

вентилятора. Криволинейные лопатки могут быть загнуты назад (как показано на рис. 5.24) или вперед (по ходу вращения рабочего колеса).

Загнутые лопатки вперед используют для увеличения создаваемого вентилятором давления, при этом его гидравлический КПД снижается.

Осевой вентилятор

Устройство осевого вентилятора показано на рис. 5.25. Используют вентилятор для перемещения больших количеств газа при малых напорах. По устройству и принципу действия он схож с осевым насосом. Рабочее колесо осевого вентилятора выполняют в виде многолопаточного пропеллера 2, корпус – в виде цилиндрической обечайки 1. Вал 3 рабочего колеса и корпус вентилятора соосны.

При вращении рабочего колеса, его лопатки захватывают газ, передают ему механическую энергию и перемещают вдоль оси колеса, одновременно придавая газу некоторое вращательное движение. В конструкциях осевых вентиляторов, применяют устройства, улучшающие аэродинамику потока и повышающие КПД вентилятора, например неподвижный спрямляющий аппарат 4, установленный за рабочим колесом, с помощью которого вращательное движение газового потока преобразуется в осевое.

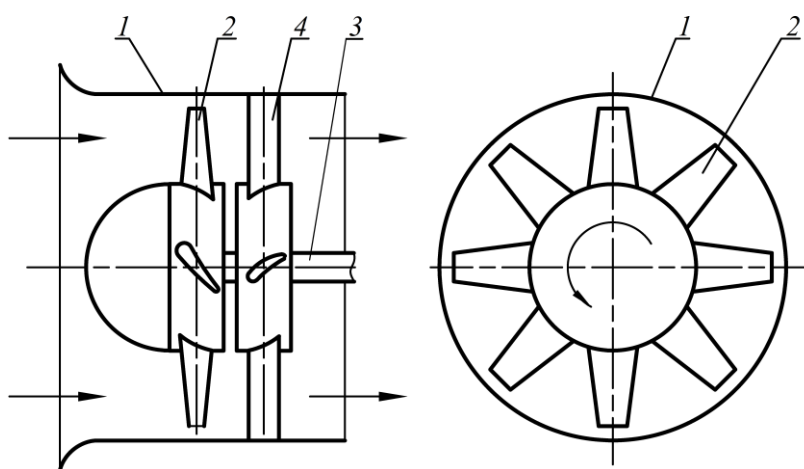


Рис. 5.25 – Осевой вентилятор:

1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – вал; 4 – спрямляющий аппарат

Если вентилятор предназначен не для направленного, а хаотического перемещения больших масс газа, то он не имеет корпуса-обечайки. КПД осевых вентиляторов значительно выше, чем у центробежных, однако напор мал и, как правило, не превышает 0,3 кПа.

1.5.8.2 Параметры работы центробежных вентиляторов

К основным параметрам работы вентиляторов (как и для насосов) относятся создаваемое ими давление Δp , Па, (или напор H , мм вод. ст.),

производительность Q , м³/с, полезная мощность N , Вт, и КПД η . Схема вентиляторной установки представлена на рис. 5.26.

Давление Δp , Па, создаваемое вентилятором, можно определить по уравнениям

$$\Delta p = (p_2 - p_1) + (\Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_{\text{н}}) + \frac{\rho w_2^2}{2} + \rho g H_{\text{под}}, \quad (5.31)$$

$$\Delta p = \left(p_{\text{ввых}} + \frac{\rho w_{\text{н}}^2}{2} \right) - \left(p_{\text{ввх}} + \frac{\rho w_{\text{вс}}^2}{2} \right), \quad (5.32)$$

где p_1 и p_2 – статические давления в пространствах откуда забирается и куда подается газ соответственно, Па;

$\Delta p_{\text{вс}}$ и $\Delta p_{\text{н}}$ – потери давления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, Па;

ρ – средняя плотность газа, кг/м³;

w_2 – средняя скорость газа на выходе из нагнетательного трубопровода, м/с;

$H_{\text{под}}$ – разность высот точек подачи и забора газа, м;

$p_{\text{ввх}}$ и $p_{\text{ввых}}$ – статические давления на входном и выходном патрубках вентилятора, Па;

$w_{\text{вс}}$ и $w_{\text{н}}$ – средние скорости газа во всасывающем и нагнетательном трубопроводах, м/с.

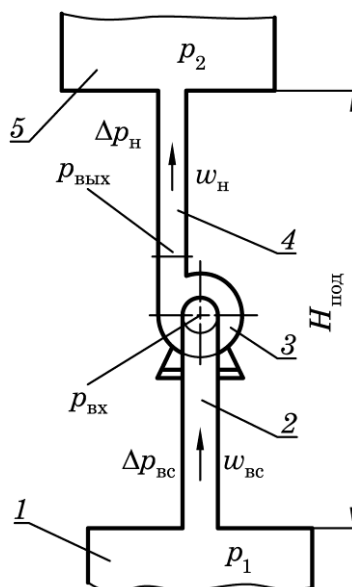


Рис. 5.26 – Схема установки центробежного вентилятора:
 1 – пространство (аппарат) откуда забирается газ; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – вентилятор; 4 – нагнетательный трубопровод;
 5 – пространство (аппарат) куда подается газ

Уравнение (5.31) используется при подборе вентилятора для работы на конкретную трубопроводную сеть, а уравнение (5.32) – для расчета Δp действующего вентилятора.

Если пространства всасывания и нагнетания сообщаются с атмосферой, то вместо $\rho g H_{\text{под}}$ подставляют $(\rho - \rho_{\text{в}}) g H_{\text{под}}$, где $\rho_{\text{в}}$ – плотность окружающего воздуха, кг/м^3 . Если величина $\rho g H_{\text{под}}$ невелика, то соответствующим слагаемым в формуле (5.31) можно пренебречь.

Полезная мощность вентилятора $N_{\text{п}}$, Вт, определяется по формуле

$$N_{\text{п}} = \Delta p Q, \quad (5.33)$$

где Q – средний объемный расход газа при рабочих условиях, $\text{м}^3/\text{с}$.

Мощность, потребляемую двигателем вентилятора, $N_{\text{дв}}$, Вт, можно определить по зависимости

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{\Delta p Q}{\eta}, \quad (5.34)$$

где η – общий КПД вентиляторной установки.

КПД вентиляторной установки рассчитывается по формуле

$$\eta = \eta_{\text{в}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{дв}}, \quad (5.35)$$

где $\eta_{\text{в}}$, $\eta_{\text{пер}}$ и $\eta_{\text{дв}}$ – КПД вентилятора, передачи и двигателя соответственно.

Коэффициент полезного действия крупных центробежных вентиляторов достигает значения 0,87.

Установочная мощность двигателя $N_{\text{уст}}$, Вт, определяется по формуле

$$N_{\text{уст}} = \beta N_{\text{дв}}, \quad (5.36)$$

где β – коэффициент запаса мощности.

Величина коэффициента β зависит от мощности двигателя и типа вентилятора и приводится в специальной литературе.

1.5.8.3 Характеристики центробежных вентиляторов, их работа на трубопроводную сеть

Характеристики центробежных вентиляторов $\Delta p = f(Q)$, $N = f(Q)$ и $\eta = f(Q)$ при постоянной частоте вращения рабочего колеса $n = \text{const}$ в основном схожи с характеристиками центробежных насосов, но имеют более пологие кривые $\Delta p = f(Q)$ (см. рис. 5.27).

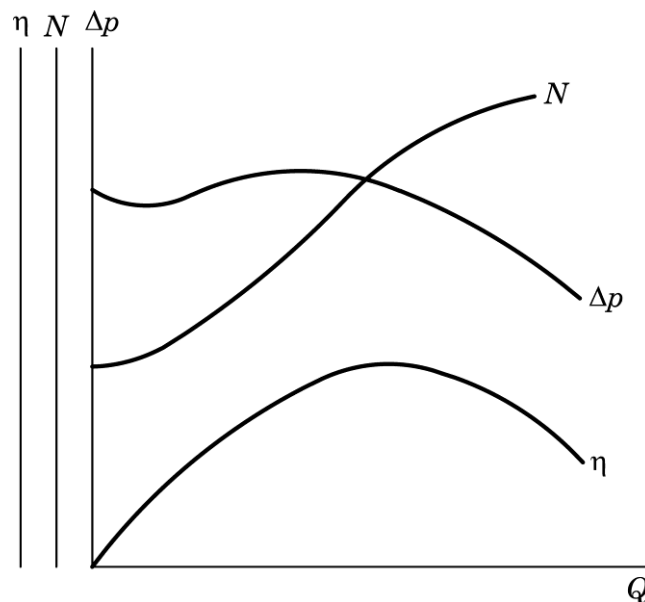


Рис. 5.27 – Характеристики центробежного вентилятора

Данные характеристики строятся при постоянной частоте вращения рабочего колеса n и постоянной плотности газа по результатам испытаний и приводятся в каталогах на вентиляторы.

Каталоги на вентиляторы обычно составляются для чистого воздуха при стандартных условиях ($p = 760$ мм рт. ст., $t = 20^\circ\text{C}$, относительная влажность 50%). В этих условиях плотность воздуха $\rho_{\text{ст}} = 1,2$ кг/м³.

Связь между производительностью вентилятора в стандартных условиях $Q_{\text{ст}}$ и действительной производительностью Q выражается формулой

$$Q = Q_{\text{ст}} \frac{\rho_{\text{ст}}}{\rho}, \quad (5.37)$$

где ρ – плотность перемещаемого газа, кг/м³.

Расчет, подбор и регулирование вентиляторов при их работе на трубопроводную сеть аналогичен расчету, подбору и регулированию центробежных насосов. Рабочий режим (производительность Q_p , давление Δp_p и КПД η_B) устанавливается по рабочей точке (точка C) – точке пересечения характеристики центробежного вентилятора $\Delta p = f(Q)$ при $n = \text{const}$ с характеристикой сети $\Delta p_c = f(Q)$ (рис. 5.28).

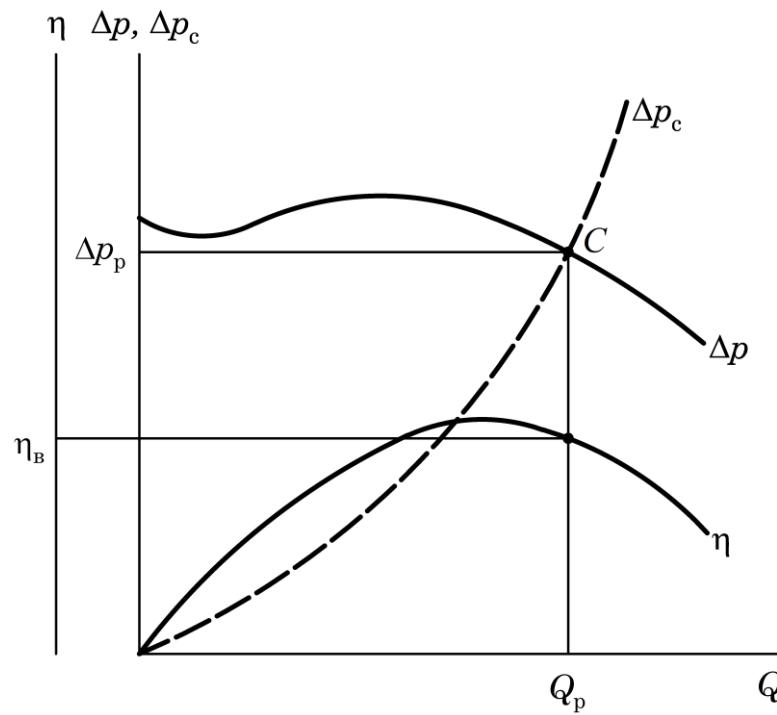


Рис. 5.28 – Работа вентилятора на сеть

При изменении в определенных пределах частоты вращения рабочего колеса для центробежных вентиляторов справедливы соотношения пропорциональности (см. формулы (5.26)–(5.28)).