

6.5. Центробежные насосы

6.5.1. Конструкция и принцип действия

Центробежные насосы обеспечивают равномерную непрерывную подачу жидкости. Они компактны, высокопроизводительны и развивают сравнительно высокий напор.

На схеме (рис. 6.2) представлен одноступенчатый центробежный насос. Он имеет спиралеобразный корпус 1 с всасывающим 2 и нагнетательным 3 патрубками. В корпусе установлено рабочее колесо 4, посаженное на вал 5. Рабочее колесо – диск с лопатками 6, перпендикулярными плоскости диска. Лопатки обычно загнуты против направления вращения рабочего колеса. Всасывающий патрубок 2 соосен 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.

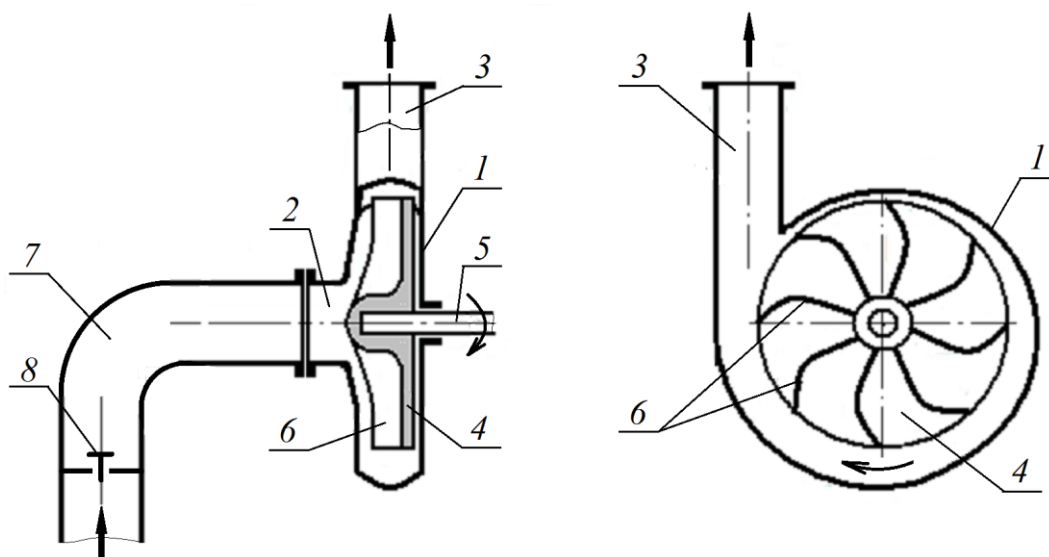


Рис. 6.2 – Схема центробежного насоса:

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

Перед запуском корпус заполняют жидкостью, для предотвращения слива которой всасывающий трубопровод 7, снабжен 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. Двигаясь по зазору, жидкость снижает свою скорость за счет увеличения его сечения (преобразование кинетической энергии жидкости в энергию ее статического давления происходит плавно, что повышает КПД насоса). В центральной

зоне рабочего колеса создается пониженное давление, за счет этого жидкость всасывается в насос.

Одноступенчатые центробежные насосы обеспечивают напоры до 70 м столба жидкости. При необходимости создания более высоких напоров используют многоступенчатые насосы. В них на один вал устанавливают несколько рабочих колес, размещенных в последовательно соединенных рабочих камерах.

6.6. Конструкции насосов

6.6.1. Осевые насосы

Осевые насосы применяются для перемещения больших количеств жидкости при невысоких (до 10–12 м столба жидкости) напорах. Используются для обеспечения циркуляции жидкости в различных аппаратах. Устройство осевого насоса показано на рис. 6.5.

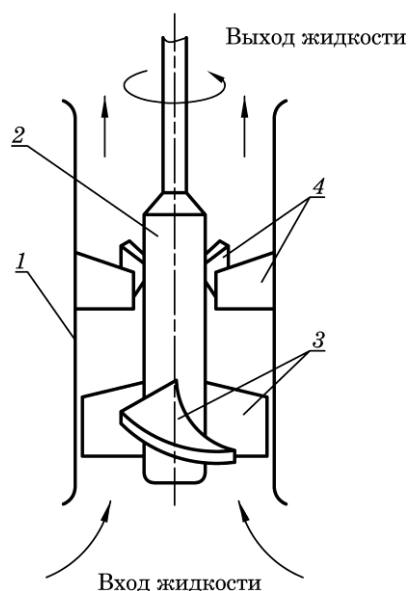


Рис. 6.5 – Осевой насос:

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. Направляющий аппарат 4 выполнен в виде неподвижно закрепленных внутри корпуса изогнутых пластин.

При вращении рабочего колеса жидкость 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.

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

6.6.2. Поршневые насосы

Рабочей камерой насоса является цилиндр *1*, имеющий всасывающий *2* и нагнетательный *3* патрубки с клапанами *4* (рис. 6.6). В цилиндре находится поршень *5*, уплотняемый кольцами или манжетами. Шток *6* поршня связан с шатуном *7*, который шарнирно соединен с кривошипом *8*.

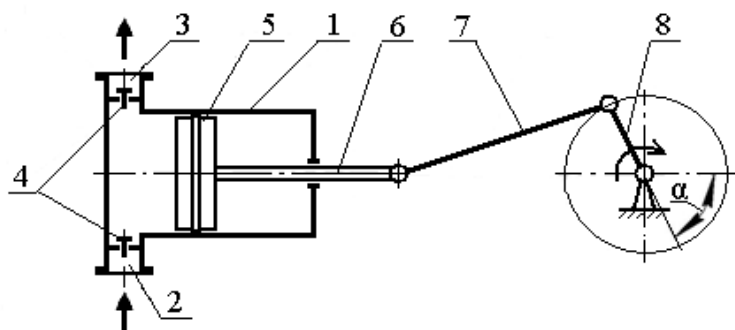


Рис. 6.6 – Поршневой насос простого действия:

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

При вращении кривошипа поршень приобретает возвратно-поступательное движение. При обратном ходе поршня (к кривошипу) в цилиндре создается разрежение, за счет этого закрывается клапан в нагнетательном патрубке, а во всасывающем открывается и жидкость поступает в цилиндр. При прямом ходе поршня в цилиндре создается избыточное давление, закрывается клапан во всасывающем патрубке, а в нагнетательном открывается, и жидкость выдавливается в нагнетательный трубопровод.

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), изменяются по синусоидальному закону. При обратном ходе поршня (в фазе всасывания (II)) подача отсутствует (см. рис. 6.7). Пульсация подачи – основной недостаток поршневого насоса.

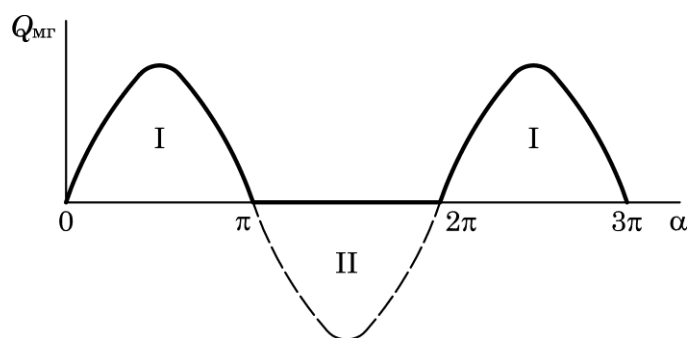


Рис. 6.7 – Диаграмма подачи поршневого насоса простого действия (значение 2π на шкале абсцисс соответствует полному обороту кривошипа $\alpha = 360^\circ$)

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

$$Q_{\text{ср}} = S_{\text{п}} h_{\text{п}} n, \quad (6.19)$$

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.

Недостатки поршневого насоса: пульсация подачи; большое количество движущихся частей; низкий механический КПД; трудность регулирования производительности; повышенный износ уплотнений. 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.

Разновидность поршневых насосов – плунжерные.

6.6.3. Мембранные насосы

Мембранные (диафрагмовые) насосы применяют для перекачивания высоковязких, агрессивных жидкостей, а также суспензий. Рабочий орган насоса (см. рис. 6.8) – мембрана (диафрагма) 3, выполненная из 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 за счет воздействия плунжера 2 на замкнутый объем жидкости в камере 5 между мембраной и плунжером (см. рис. 6.8).

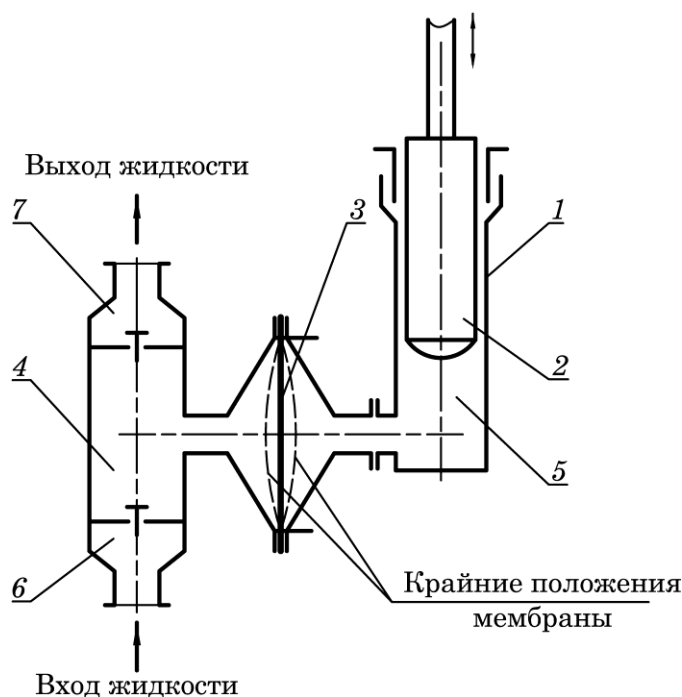


Рис. 6.8 – Мембранный насос:

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

Недостатки мембранных насосов: быстрый выход из строя мембран; невысокие создаваемые давления.

6.6.4. Пластинчатые насосы

Насосы высокого давления, применяются для перекачивания чистых невязких жидкостей.

Корпус насоса 1 (рис. 6.9) имеет цилиндрическую полость, сообщающуюся с всасывающим 6 и нагнетательным 7 патрубками. В полости корпуса эксцентрично расположен цилиндрический ротор 2. В роторе выполнены диаметрально расположенные пазы, 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. При вращении ротора объем рабочего пространства 5 увеличивается, в нем создается разрежение и происходит всасывание жидкости. Объем, примыкающий к нагнетательному патрубку, уменьшается, в нем создается избыточное давление, и жидкость вытесняется в нагнетательный патрубок.

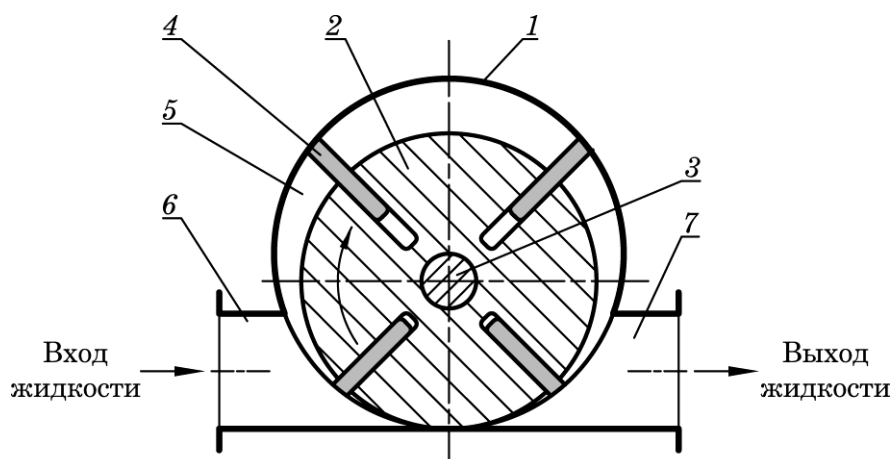


Рис. 6.9 – Пластинчатый насос:

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

Подача жидкости пластинчатыми насосами осуществляется равномернее, чем поршневыми, они компактнее и более высокопроизводительны.

Недостатки: чувствительны к загрязнениям жидкости твердыми частицами; невозможность применения для перекачивания агрессивных жидкостей.

6.6.5. Шестеренный насос

Шестеренный насос (рис. 6.10) – насос высокого давления (полное давление до 40 МПа и выше), применяется для перекачивания вязких чистых жидкостей.

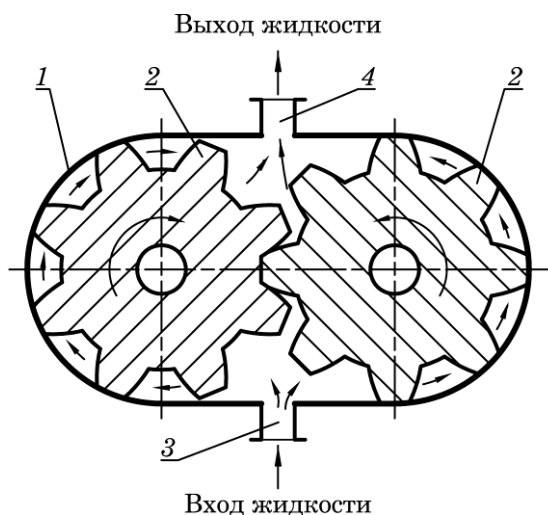


Рис. 6.10 – Шестеренный насос:

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.

Достоинства насосов: незначительная неравномерность подачи; нечувствительность к перегрузкам по давлению вследствие возникающих обратных перетоков жидкости.

Недостатки: высокие требования к точности изготовления узлов и деталей; быстрый износ механическими включениями; низкий механический КПД.

6.7.1. Конструкции вентиляторов

6.7.1.1. Радиальный (центробежный) вентилятор

Вентилятор имеет корпус (улитку) 1 с всасывающим 2 и нагнетательным 3 патрубками (см. рис. 6.11). Рабочее колесо (крыльчатка) 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.

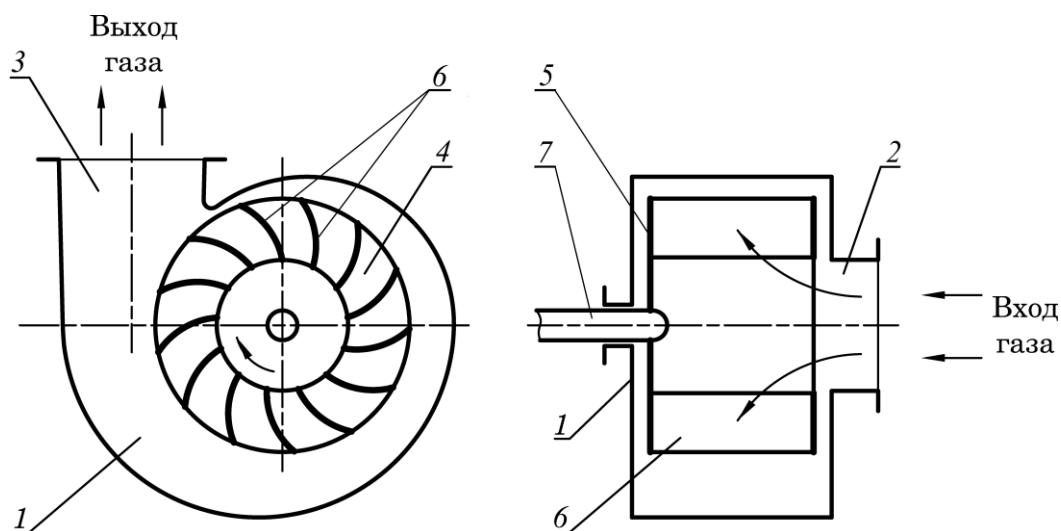


Рис. 6.11 – Радиальный вентилятор:

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

6.7.1.2. Осевой вентилятор

Осевые вентиляторы используют для перемещения больших количеств газа при малых напорах. По устройству и принципу действия он схож с осевым насосом (см. рис. 6.12).

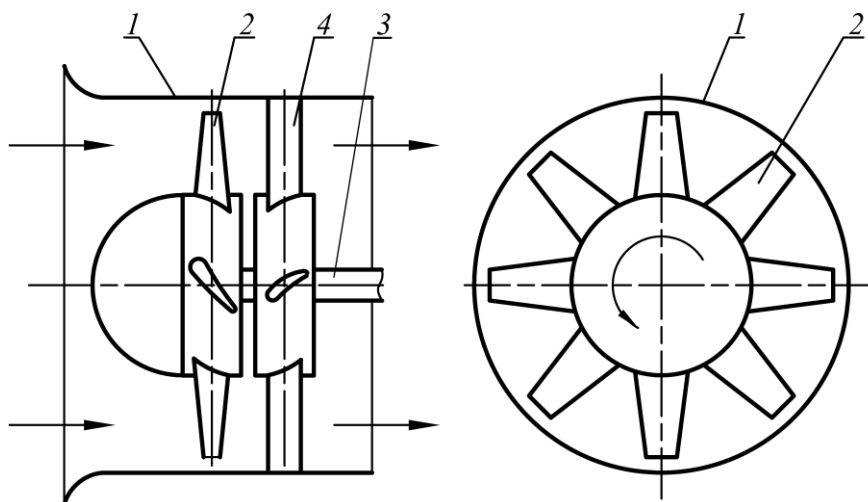


Рис. 6.12 – Осевой вентилятор:

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

Рабочее колесо вентилятора выполняют в виде многолопаточного пропеллера 2, корпус – в виде цилиндрической обечайки 1. Вал 3 рабочего колеса и корпус вентилятора соосны.

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

6.7.2. Поршневые компрессоры

Наиболее распространенными компрессорами являются поршневые. По числу всасываний на один оборот кривошипа их делят на компрессоры простого и двойного действия, по числу последовательно работающих ступеней – на одно- и многоступенчатые. Обычно расположение цилиндров горизонтальное.

Устройство одноступенчатого компрессора простого действия подобно устройству одноступенчатого поршневого насоса простого действия. Для гашения пульсаций потока на нагнетательной линии компрессоров

устанавливают сосуды-ресиверы. Объем ресивера – не менее 20 рабочих объемов цилиндра компрессора.

Для описания работы компрессоров, определения их мощности используют индикаторные диаграммы – зависимости между давлением и объемом газа, всасываемым и нагнетаемым за один оборот кривошипа (прямой и обратный ходы поршня). В цилиндре реального компрессора имеются мертвые пространства – пространства, из которых при прямом ходе поршня газ не вытесняется (объем мертвого пространства составляет от 2 до 6 % от объема рабочей камеры). Из-за этого производительность реального компрессора ниже, чем у идеального. С ростом давления в пространстве нагнетания p_2 масса газа, не вытесняемого из рабочей камеры в фазе сжатия, увеличивается. При каком-то критическом значении p_2 сжатый в мертвом пространстве газ при расширении занимает весь цилиндр при давлении p_1 , и компрессор прекращает подачу. Поэтому для одной ступени сжатия предельная величина отношения p_2/p_1 не должна превышать пяти. Для достижения больших давлений газа на выходе используют многоступенчатые компрессоры.

6.7.3. Мощность, потребляемая компрессором

При сжатии газа в компрессоре изменяются его объем, давление и температура. Взаимосвязь указанных параметров при давлении до 1 МПа описывают уравнением состояния идеальных газов:

$$pV = RT, \quad (6.20)$$

где p – давление, Па;

V – объемный расход газа, м³/с;

R – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К);

T – температура, К.

При давлении свыше 1 МПа для описания состояния газа используют уравнение Ван-дер-Ваальса:

$$\left(p + \frac{a}{v^2} \right) (v - b) = \frac{RT}{M}, \quad (6.21)$$

где a и b – константы;

v – удельный объем газа, м³/кг;

M – молярная масса газа, кг/кмоль.

Для практических расчетов вместо уравнений удобнее использовать диаграмму зависимости температуры газа T от его энтропии S (T - S -диаграмму).

Теоретическую мощность компрессора, приведенную к расходу газа на его входе в компрессор V_1 , м³/с, вычисляют по формулам:

– для изотермического компрессора $N_{Т.из}$, Вт:

$$N_{Т.из} = p_1 V_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right); \quad (6.22)$$

– для адиабатического компрессора $N_{Т.ад}$, Вт:

$$N_{Т.ад} = p_1 V_1 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]; \quad (6.23)$$

– для политропического компрессора $N_{Т.пол}$, Вт:

$$N_{Т.пол} = p_1 V_1 \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad (6.24)$$

где k и m – показатели адиабаты и политропы.

Показатель адиабаты вычисляют:

$$k = \frac{c_p}{c_v}, \quad (6.25)$$

где c_p и c_v – удельная теплоемкость газа при постоянном давлении и объеме, Дж/(кг·К).

Для компрессоров с водяным охлаждением $m \approx 1,35$, для компрессоров без охлаждения $m > k$.

Мощность двигателя компрессора $N_{дв}$, Вт, с учетом ее запаса на пусковой момент:

$$N_{дв} \approx 1,2 \frac{N}{\eta_{мех} \eta_{пер} \eta_{дв}}, \quad (6.26)$$

где $\eta_{мех}$, $\eta_{пер}$ и $\eta_{дв}$ – механический КПД компрессора, КПД передачи и КПД двигателя.