

7.6 Конструкции насосов

7.6.1 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. 7.5.

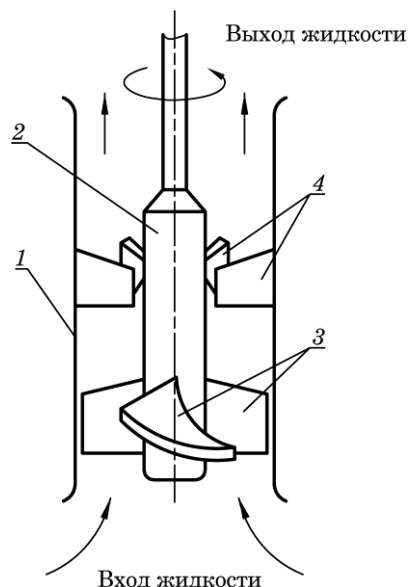


Рис. 7.5 – Осевой насос:

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, 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.

7.6.2 Поршневые насосы

Устройство поршневого насоса простого действия показано на рис. 7.6. 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.

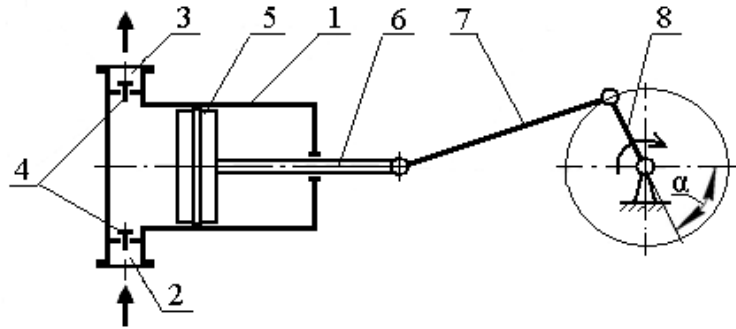


Рис. 7.6 – Поршневой насос простого действия:

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 (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.

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. 7.7). Такая пульсация подачи является основным недостатком поршневого насоса.

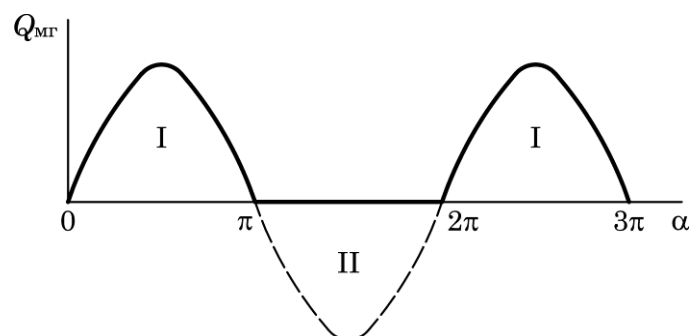


Рис. 7.7 – Диаграмма подачи поршневого насоса простого действия (значение 2π на шкале абсцисс соответствует полному обороту кривошипа $\alpha = 360^\circ$)

Средняя теоретическая производительность поршневого насоса простого действия $Q_{\text{ср}}$, м³/с, вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{ср}} = S_{\text{п}} h_{\text{п}} n, \quad (7.19)$$

где $S_{\text{п}}$ – площадь поперечного сечения поршня, м²;

$h_{\text{п}} = 2l_{\text{к}}$ – 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. 7.8, линия 1). Снижение действительной производительности насоса при увеличении напора обусловлено утечками (обратными перетоками) жидкости через уплотнения и клапаны (рис. 7.8, штриховая линия 2).

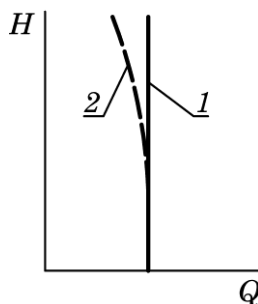


Рис. 7.8 – Расходно-напорные характеристики поршневого насоса:
1 – теоретическая характеристика; 2 – действительная характеристика

Недостатками поршневого насоса, кроме пульсации подачи, являются также: наличие большого количества движущихся частей; низкий механический КПД; трудность регулирования производительности; повышенный износ уплотнений. 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. Эффективно снижают пульсации подачи

поршневых насосов воздушные колпаки, устанавливаемые на нагнетательных трубопроводах (рис. 7.9).

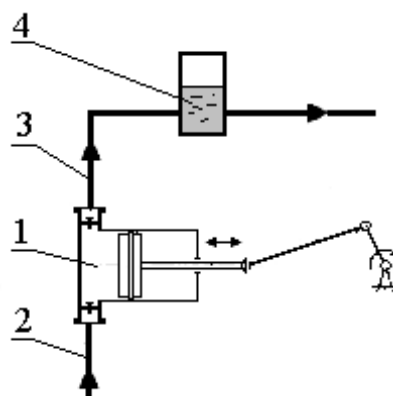


Рис. 7.9 – Схема применения воздушного колпака при эксплуатации поршневого насоса:

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

7.6.3 Плунжерные насосы

Разновидностью поршневых насосов являются плунжерные насосы, которые отличаются конструкцией рабочего органа (см. рис. 7.10).

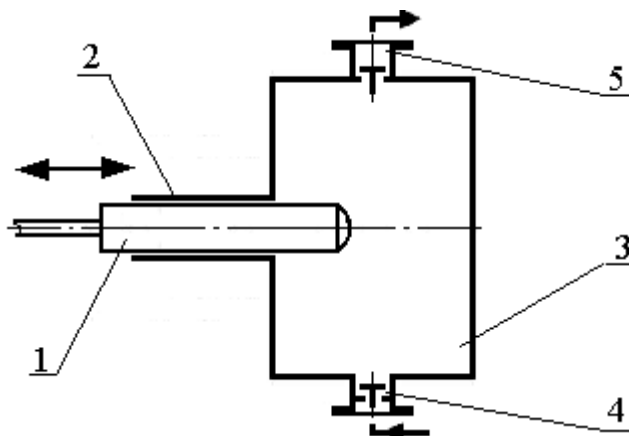


Рис. 7.10 – Плунжерный насос:

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 дозирующих.

7.6.4 Мембранный насос

Мембранные (диафрагмовые) насосы применяют для перекачивания высоковязких, агрессивных жидкостей, а также суспензий. Рабочим органом насоса (см. рис. 7.11) 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.

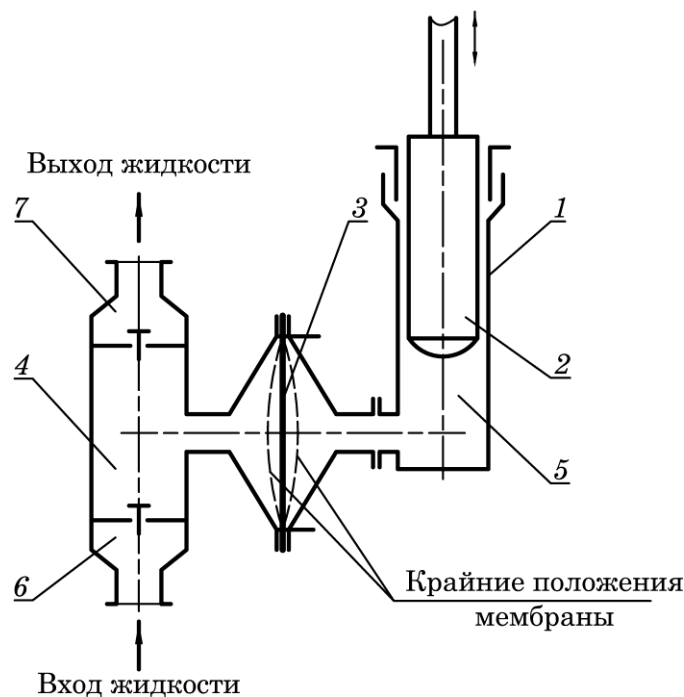


Рис. 7.11 – Мембранный насос:

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.

7.6.5 Пластинчатый насос

Пластинчатые насосы применяются для перекачивания чистых невязких жидкостей. Они относятся к насосам высокого давления.

Корпус насоса *1*, как показано на рис. 7.12, 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.

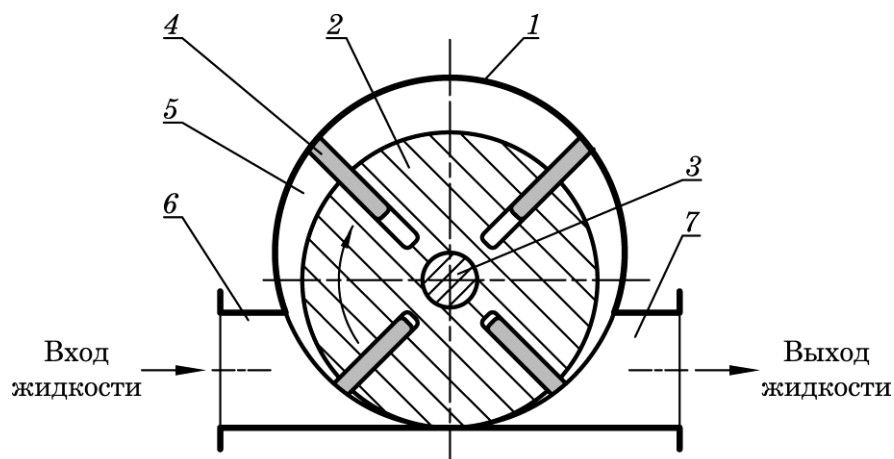


Рис. 7.12 – Пластинчатый насос:

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).

7.6.6 Шестеренный насос

Шестеренный насос (см. рис. 7.13) является насосом высокого давления (полное давление его может достигать 40 МПа и выше) и применяется для перекачивания вязких чистых жидкостей.

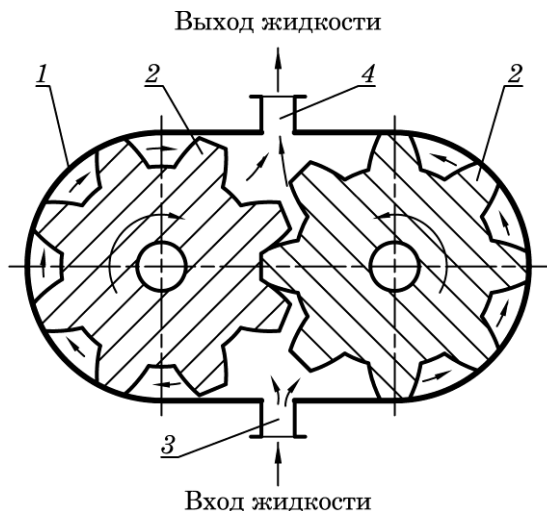


Рис. 7.13 – Шестеренный насос:

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 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.

7.7.1 Конструкции вентиляторов

7.7.1.1 Радиальный (центробежный) вентилятор

Устройство этого вентилятора схоже с устройством центробежного насоса (см. рис. 7.14). 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.

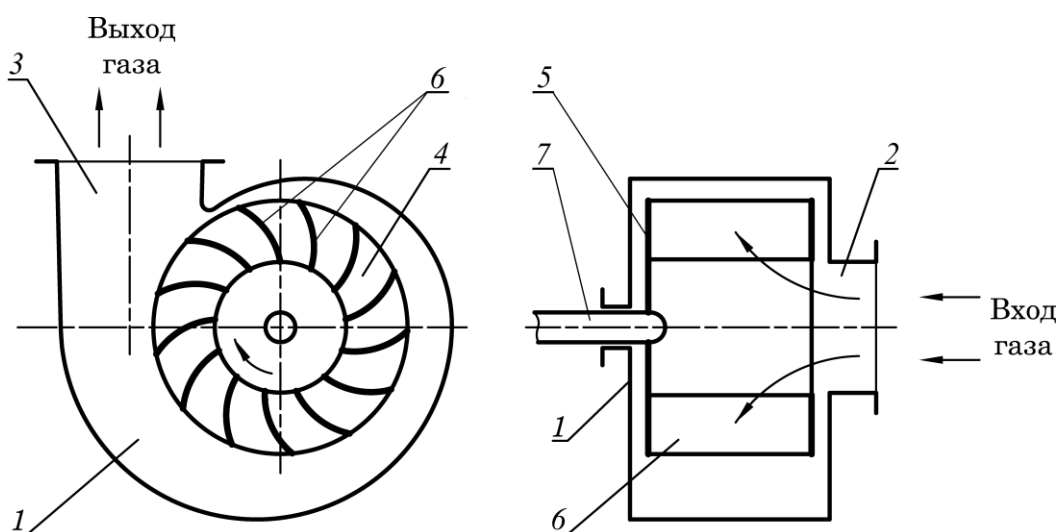


Рис. 7.14 – Радиальный вентилятор:

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. 7.14) или вперед (по ходу вращения рабочего колеса).

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

7.7.1.1 Осевой вентилятор

Устройство осевого вентилятора показано на рис. 7.15. 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 лопадки 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.

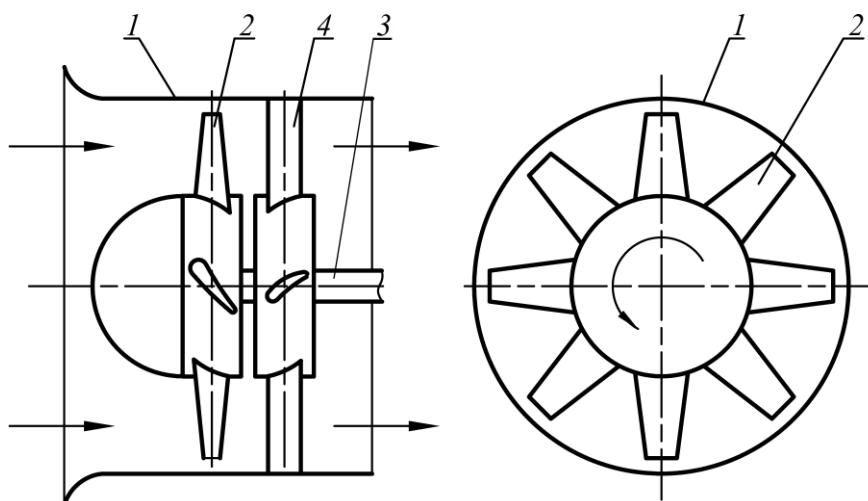


Рис. 7.15 – Осевой вентилятор:

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.

7.7.2 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. 7.16.

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

$$\Delta p = (p_2 - p_1) + (\Delta p_{\text{вс}} + \Delta p_{\text{н}}) + \frac{\rho w_2^2}{2} + \rho g H_{\text{под}}; \quad (7.20)$$

$$\Delta p = \left(p_{\text{ВЫХ}} + \frac{\rho w_{\text{Н}}^2}{2} \right) - \left(p_{\text{ВХ}} + \frac{\rho w_{\text{ВС}}^2}{2} \right), \quad (7.21)$$

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;

$p_{\text{ВХ}}$ и $p_{\text{ВЫХ}}$ – 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.

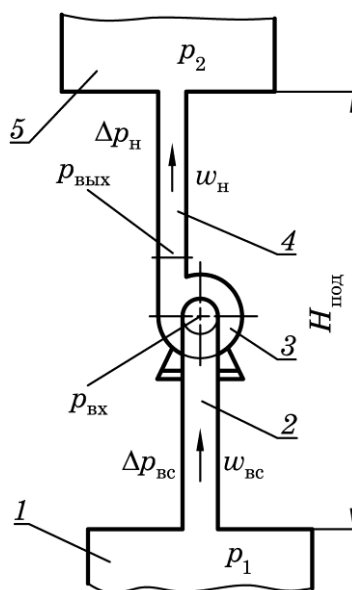


Рис. 7.16 – Схема установки центробежного вентилятора:

1 – пространство (аппарат) откуда забирается газ; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – вентилятор; 4 – нагнетательный трубопровод;

5 – пространство (аппарат) куда подается газ

Уравнение (7.20) используется при подборе вентилятора для работы на конкретную трубопроводную сеть, а уравнение (7.21) – для расчета Δp действующего вентилятора.

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

$$N_{\text{П}} = \Delta p Q, \quad (7.22)$$

где Q – средний объемный расход газа при рабочих условиях, м³/с.

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

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{п}}}{\eta} = \frac{\Delta p Q}{\eta}, \quad (7.23)$$

где η – общий КПД вентиляторной установки.

КПД вентиляторной установки рассчитывается по формуле

$$\eta = \eta_{\text{в}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{дв}}, \quad (7.24)$$

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

$$N_{\text{уст}} = \beta N_{\text{дв}}, \quad (7.25)$$

где β – коэффициент запаса мощности.

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

7.7.3 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. 7.17).

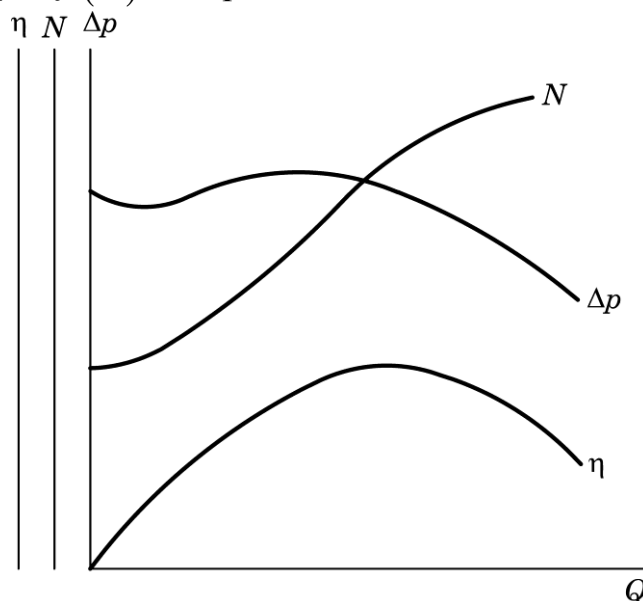


Рис. 7.17 – Характеристики центробежного вентилятора

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

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. 7.18).

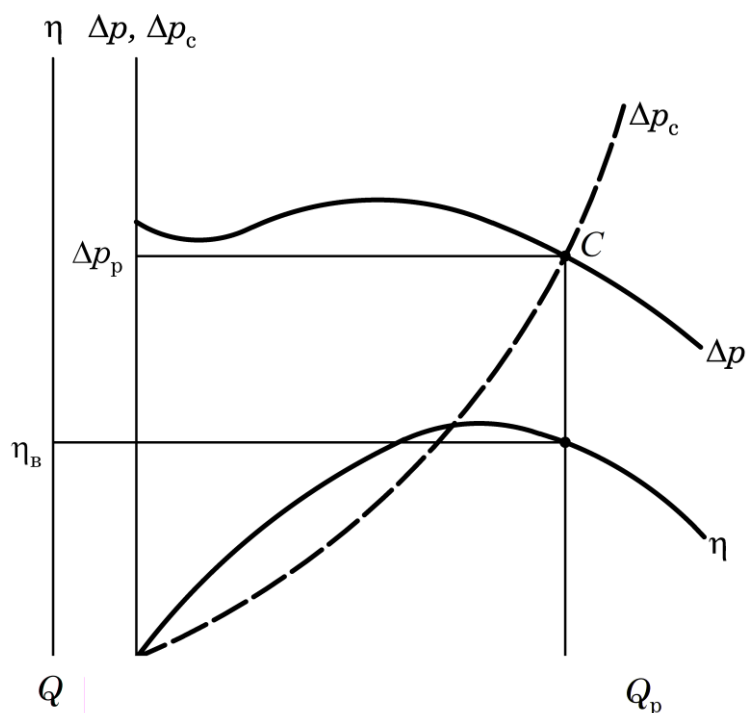


Рис. 7.18 – Работа вентилятора на сеть