

пастей 1, поворотной лопатки 4 направляющего аппарата и вала турбины 5.

Реактивные турбины характеризуются сплошностью потока, по мере протекания которого по изогнутым лопастям рабочего колеса избыточное давление все время уменьшается, а скорость увеличивается, вследствие чего поток оказывает реактивное давление на лопасти, вращая рабочее колесо. Изогнутые лопасти рабочего колеса изменяют направление потока, следовательно, действие потока на лопасти рабочего колеса складывается из реактивного давления, возникающего при росте скорости потока, и давления, связанного с отклонением потока.

Основные тенденции развития турбин заключаются в росте единичной мощности, увеличении быстроходности, уменьшении габаритов и повышении КПД.

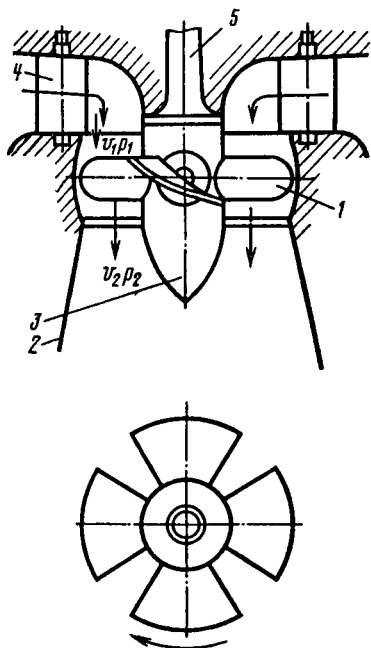


Рис. 2.47. Схема поворотно-лопастной турбины.

Глава 3. ВЕНТИЛЯТОРЫ И КОМПРЕССОРЫ

Вентиляторы — это машины, предназначенные для перемещения газовой среды за счет сообщения ей дополнительной энергии.

Классификация вентиляторов осуществляется по следующим признакам:

по принципу действия — центробежные (радиальные) и осевые;

по величине развиваемого давления — низкого ($p_{\max} < 0,981$ кПа), среднего ($0,981 < p_{\max} < 2,94$ кПа) и высокого ($2,94 < p_{\max} < 11,772$ кПа);

по быстроходности — малой, средней и большой, соответственно $n_y = 11 \dots 30$, $n_y = 30 \dots 60$, $n_y = 60 \dots 80$.

Кроме того, вентиляторы классифицируются по назначению, компоновочной схеме и типу привода.

По назначению вентиляторы бывают: общего назначения — для перемещения воздуха температурой не более 80°C ; термостойкие — для перемещения газовой среды с температурой бо-

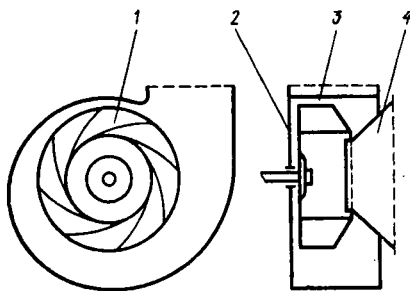


Рис. 2.48. Схема центробежного вентилятора:

1 — лопастное радиальное колесо; 2 — спиральный корпус; 3 — выходной патрубок; 4 — подвод.

лее 80°C ; пылевые — для перемещения газовой среды с наличием примеси твердых частиц; антикоррозийные — для транспортирования агрессивной газовой среды; взрывобезопасные — для перемещения взрывоопасных газов и др.

По компоновочной схеме вентиляторы делят на: одноступенчатые; двухступенчатые; с направляющим аппаратом и без него; малогабаритные; крышные и потолочные.

В сельскохозяйственном производстве наибольшее распространение получили центробежные вентиляторы. Они используются в зерноочистительных машинах, в опрыскивателях, для пневмотранспорта, для кондиционирования помещений и кабин мобильных сельскохозяйственных машин и т. д.

Центробежный вентилятор (см. рис. 2.48) состоит из лопастного радиального колеса 1, спирального корпуса (кожух или улитка) 2, выходного патрубка 3 и подвода 4.

Рабочий процесс вентилятора осуществляется следующим образом: газовая среда к рабочему колесу поступает в осевом направлении через подвод 4, в котором устанавливают поворотные лопатки для регулирования подачи вентилятора.

В рабочем колесе направление движения газовой среды изменяется под углом 90° , т. е. среда в рабочем колесе центробежного вентилятора движется радиально. При этом механическая энергия привода превращается в энергию перемещения газовой среды. Под действием центробежных сил газовая среда, находящаяся в межлопастных пространствах, повышает свою энергию и выбрасывается в спиральный канал, образованный корпусом 2, и далее — в напорный патрубок постоянного сечения.

В спиральном корпусе 2 энергия скорости газовой среды частично преобразуется в потенциальную энергию давления, а другая часть, в зависимости от степени реактивности рабочего колеса, — в кинетическую энергию скоростного напора.

Воздух, поступающий с большой скоростью из рабочего колеса, тормозится в кожухе вентилятора. При этом скоростной напор преобразуется в потенциальную энергию давления. Спиральная форма кожуха способствует этому процессу. Расширяющийся канал вызывает уменьшение скорости и увеличение давления. Получаемое на выходе из вентилятора избыточное давление идет на преодоление сопротивления в системе воздухопроводов. В за-

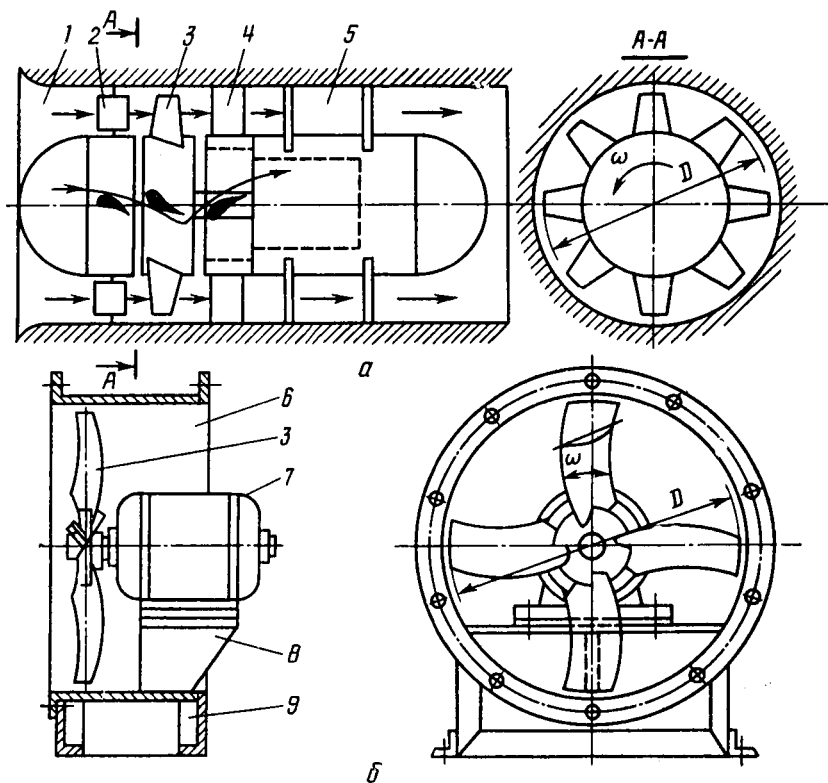


Рис. 2.49. Схемы осевых вентиляторов:

a — с направляющим аппаратом; *b* — без направляющего аппарата (типа МЦ):
 1 — горловина; 2 — направляющий аппарат; 3 — рабочее колесо; 4 — выправляющий аппарат; 5 — диффузор; 6 — корпус; 7 — электродвигатель; 8 — кронштейн; 9 — опорная стойка.

в зависимости от назначения вентилятора рабочие колеса могут иметь лопатки трех типов: загнутые вперед, радиальные и отогнутые назад. Колеса с лопатками, отогнутыми назад, применяются в вентиляторах низкого давления.

Центробежные вентиляторы в зависимости от подачи проектируются сериями, состоящими из нескольких разных по размерам, но обычно геометрически подобных номеров. Номер вентилятора определяется наружным диаметром рабочего колеса в дециметрах.

Осевой вентилятор (см. рис. 2.49) состоит из входной горловины 1, которая служит для обеспечения входа газовой среды в проточную часть вентилятора, входного направляющего аппарата 2, служащего для регулирования работы вентилятора, ра-

бочего колеса 3, выправляющего аппарата 4, диффузора 5, корпуса 6 и электродвигателя 7, установленного на кронштейне 8, который закреплен на опорной стойке 9.

При вращении рабочего колеса 3 газовая среда через горловину 1 плавно входит в проточную часть вентилятора. В рабочем колесе 3 происходит превращение энергии газовой среды за счет сильной закрутки, поворота и перемещения в осевом направлении. На выправляющем аппарате и происходят ликвидация закрутки потока и преобразование кинетической энергии газа в энергию давления. Далее поток газовой среды поступает в выпускное окно.

Регулирование подачи осевых вентиляторов может осуществляться четырьмя способами: изменением частоты вращения, направляющим аппаратом на входе, поворотом лопастей и одновременно двумя последними способами.

Осевые вентиляторы главным образом используются для санитарно-технических и производственных целей. Достоинство осевых вентиляторов состоит в том, что при изменении направления вращения рабочего колеса изменяется направление движения потока, т. е. они реверсивны.

Осевые вентиляторы используют при давлении 30 ... 10 000 Па (при $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ и подаче до $130 \text{ м}^3/\text{с}$).

Номер осевого вентилятора устанавливается по диаметру рабочего колеса, выраженному в дециметрах. Рабочие колеса таких вентиляторов могут иметь размеры от 250 до 2000 мм.

Другие типы вентиляторов, в основном представляют собой модернизацию радиальных (центробежных) вентиляторов. К ним относятся прямоточный, смерчевой, дисковый, вихревой, диаметральный и крышный.

В *прямоточном вентиляторе* (см. рис. 2.50, а) поток с лопаточного колеса направляется в спиральный корпус по диагонали. Такие вентиляторы применяются в установках с малыми габаритами по радиусу.

У *смерчевых вентиляторов* (см. рис. 2.50, б) при вращении колеса, впереди него, возникает смерчеобразное (круговое) движение воздуха, благодаря чему примеси проходят, минуя колесо. Такие вентиляторы нашли применение в качестве пылевых в тех случаях, когда возникает опасность механического повреждения пылевых примесей и самих лопаток.

Дисковый вентилятор (см. рис. 2.50, в) имеет рабочее колесо в виде дисков-колец, расположенных на незначительном расстоянии друг от друга. Их используют в том случае, когда шум недопустим, например в кондиционерах.

В *вихревом вентиляторе* (рис. 2.50, г) рабочим колесом служит втулка с выступающими радиально-открытыми лопатками, располагаемая в цилиндрическом корпусе. Благодаря этому вих-

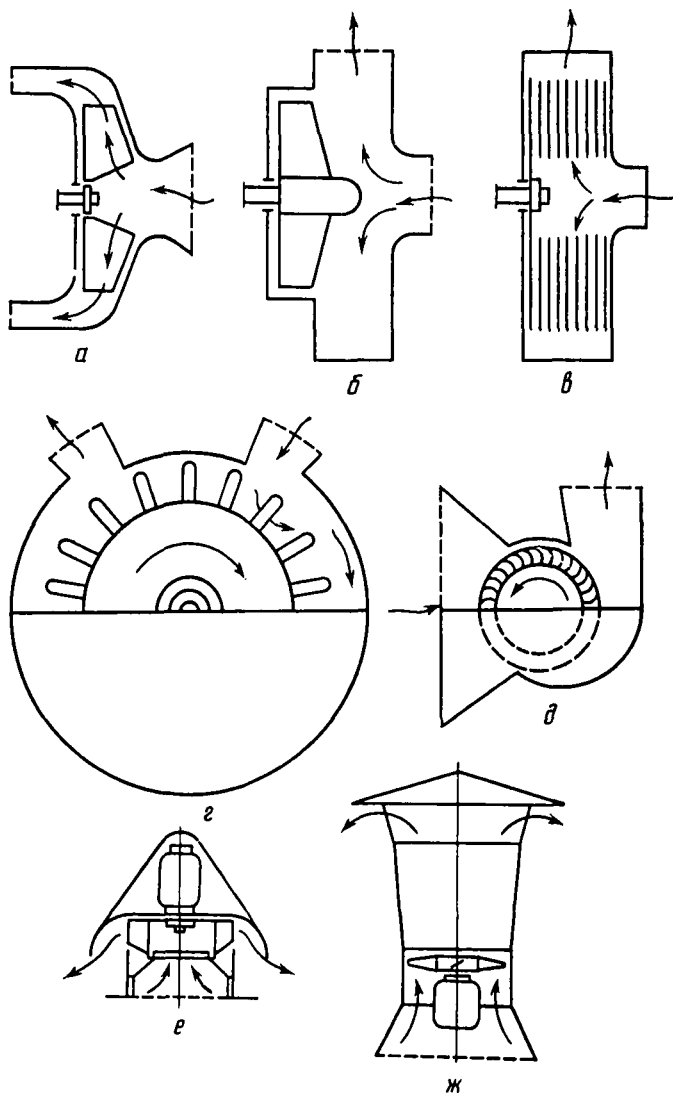


Рис. 2.50. Схемы других типов вентиляторов:

a — прямоточный; *б* — смерчевой; *в* — дисковый; *г* — вихревой; *д* — диаметральный; *е* и *ж* — крышный

ревой вентилятор при относительно малой производительности создает высокое давление, работая сравнительно бесшумно. Однако конструктивно он достаточно сложен.

Диаметральный вентилятор (рис. 2.50, *д*) имеет рабочее колесо с загнутыми вперед лопатками, которое частично установлено в коленообразном корпусе. При вращении рабочего колеса образуется вихревое несимметричное поле, вызывающее двукратное прохождение потока по диаметру, через вращающуюся решетку колеса. Такие вентиляторы также создают высокое давление; их применяют для создания воздушных завес, обдува электронной аппаратуры и т. п.

Вентиляторы любого типа, расположенные на вертикальной оси в коротком патрубке в отверстии через кровлю, называют *крышными* (рис. 2.50, *е* и *ж*). Такие вентиляторы предназначены прежде всего для вытяжной бессетевой вентиляции производственных помещений.

Перечисленные вентиляторы имеют несколько меньший КПД, чем центробежные и осевые.

Энергетические параметры работы вентилятора характеризуются подачей, давлением, КПД и мощностью.

Объемная подача вентилятора — это объем газовой среды, перемещаемой в единицу времени. Подача определяется либо по действительным условиям на всасывании или нагнетании, либо ее приведением к нормальным условиям: $t=20^{\circ}\text{C}$; $p=760$ мм рт. ст.; $\rho=1,2$ кг/м³; относительная влажность 50%.

Полное давление p , создаваемое вентилятором, отсчитывается от атмосферного и выражается в виде суммы статического $p_{ст}$ и динамического $p_{д}$ давления:

$$p = p_{ст} + p_{д} \quad (2.138)$$

Статическое давление

$$p_{ст} = p_{в} + p_{н} \quad (2.139)$$

где $p_{в}$ — вакуумметрическое давление на всасывании, Па; $p_{н}$ — давление на нагнетании, Па.

Динамическое давление определяется по средней скорости на выходе из вентилятора:

$$p_{д} = \rho v_{н}^2 / 2 \quad (2.140)$$

Так как давление, создаваемое вентилятором, невелико, сжимаемостью газов в вентиляторах можно пренебречь, и тогда теоретические основы работы колесных насосов применимы и для вентиляторов. Однако при скорости $v_{н} > 50$ м/с необходимо учитывать сжимаемость газовой среды.

Аналогично с насосом иногда пользуются понятием полного напора вентилятора:

$$H = p/\rho g. \quad (2.141)$$

Коэффициент полезного действия вентилятора равен отношению полезной мощности к мощности, потребляемой вентилятором:

$$\eta = \frac{N_n}{N} = \frac{Qp}{1000N}. \quad (2.142)$$

КПД центробежных вентиляторов составляет 0,62 ... 0,90, осевых 0,85 ... 0,94.

Потребляемая вентилятором мощность зависит от объема перемещаемой газовой среды, давления, КПД и вычисляется по формуле

$$N = \frac{Vp10^{-6}}{3,6\eta}, \quad (2.143)$$

где V — объем перемещаемого воздуха, м³/ч; p — давление, создаваемое вентилятором, Па.

Окружная скорость вентилятора определяется по формуле

$$u = \pi Dn/60. \quad (2.144)$$

Быстроходность (удельная частота вращения) вентиляторов определяется по зависимости

$$n_y = n \sqrt[3]{Q/\sqrt{p^4}}. \quad (2.145)$$

Значение величины коэффициента быстроходности определяют вид и размеры основных элементов вентилятора. Следовательно, эта величина служит не только для классификации вентиляторов, но также и для подбора их на заданный режим работы.

Характеристиками вентиляторов (см. рис. 2.51) называют графические зависимости давления (напора), мощности и КПД от подачи.

Различают аэродинамические и безразмерные аэродинамические характеристики. Характеристики строят на основании испытания вентиляторов при постоянной частоте вращения и для воздуха с плотностью $\rho = 1,2$ кг/м³. Типичная аэродинамическая (полная) характеристика вентилятора представлена на рисунке 2.51, г. Полные характеристики вентилятора весьма наглядно отражают особенности их работы и позволяют подобрать для данного воздухопровода наиболее экономичный вентилятор.

Наиболее важная — это так называемая характеристика давления (напорная характеристика) вентилятора, которая устанавливает графическую зависимость давления от подачи (см. рис.

2.51, в). Характеристика давления может представлять собой непрерывно падающую кривую 3 или падающую кривую 2 с выгибом. Это объясняется тем, что при изменении подачи изменяется скорость потока на выходе из рабочего колеса, а следовательно, и величина гидравлических потерь внутри рабочего колеса, которые могут меняться неравномерно. Если же изменение скорости в процессе работы вентилятора не учитывать, то характеристика будет представлять собой прямую, параллельную оси (кривая 1). Однако на практике кривая $p=f(Q)$ не может быть прямолинейной. Причем для разной частоты вращения рабочего колеса будут свои характеристики, как правило, эквидистантно расположенные между собой.

Применять вентиляторы с седлообразной формой характеристики при значительном статическом напоре на сеть нежелательно. Не рекомендуется также эксплуатация вентиляторов из-за низкого КПД на начальном участке седлообразной характеристики. Запрещается эксплуатация вентиляторов при $\eta < 0,9\eta_{\max}$.

Из формулы, по которой определяют полезную мощность вентилятора

$$N_{\text{п}} = \frac{Qp}{1000}, \quad (2.146)$$

следует, что $N_{\text{п}}=0$ при $Q=0$ или $p=0$, т. е. кривая зависимости $N=f(Q)$ начинается от нуля, достигает максимума и снова снижается (рис. 2.51, б). В действительности же для центробежных вентиляторов (лопатки загнуты вперед) мощность непрерывно и круто растет (кривая 2). Для вентилятора с отогнутыми назад лопатками кривая $N=f(Q)$, еще не достигая значения $Q_{\text{опт}}$, начинает перегибаться и снижается (кривая 3).

Для осевых вентиляторов зависимости $N=f(Q)$ значительно различаются по характеру. Например, у одних вентиляторов (кривая 3) $N=f(Q)$ похожа на кривую $p=f(Q)$ радиального вентилятора; у других — с увеличением подачи вентилятора мощность неуклонно падает (кривая 4). Существуют осевые вентиляторы, мощность у которых с изменением подачи практически не изменяется вплоть до Q_{\max} (кривая 5).

КПД в начальной точке равен нулю, далее, при увеличении подачи, возрастает до некоторого максимального значения и снова падает. Осевые вентиляторы имеют максимальное значение КПД выше, чем радиальные.

Безразмерные аэродинамические характеристики вентиляторов представлены на рисунке 2.51, а.

Различают следующие безразмерные коэффициенты:

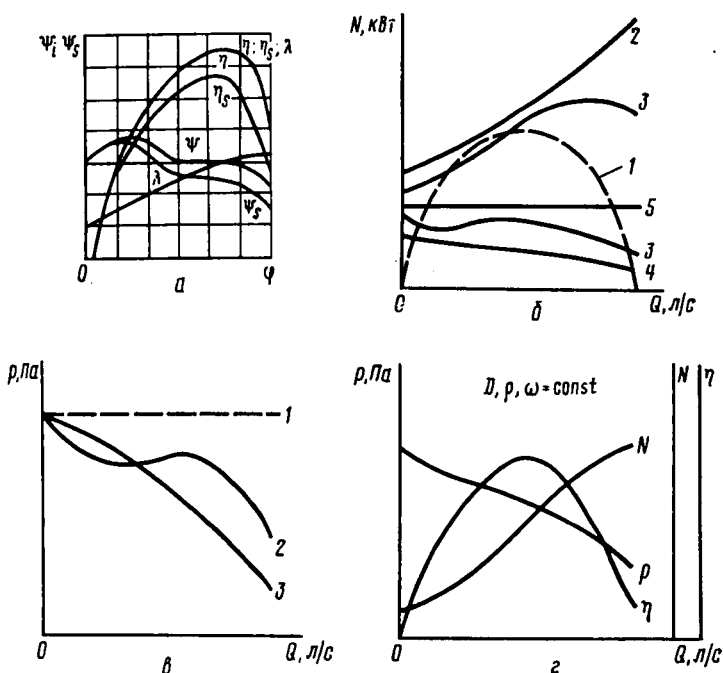


Рис. 2.51. Характеристики вентиляторов:

a — безразмерная аэродинамическая характеристика при постоянной частоте вращения; *б* — характеристики $N=f(Q)$ для различных типов вентиляторов; *в* — характеристики давления $p=f(Q)$; *г* — полная характеристика.

1. Коэффициент расхода (подачи)

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2} \quad (2.147)$$

2. Коэффициенты полного ψ , статического $\psi_{ст}$ и динамического $\psi_{д}$ давления:

$$\psi = \frac{p}{\rho/2u_2^2}; \quad \psi_{ст} = \frac{p_{ст}}{\rho/2u_2^2}; \quad \psi_{д} = \frac{p_{д}}{\rho/2u_2^2}; \quad (2.148)$$

$\psi=0,8 \dots 2,5$ — для радиальных вентиляторов; $\psi=0,05 \dots 0,2$ — для осевых вентиляторов вследствие отсутствия центробежных сил.

3. Коэффициент мощности λ , потребляемой вентилятором:

$$\lambda = \frac{1000N}{\rho/2 \frac{\pi D_2^2}{4} u_2^3} \quad (2.149)$$

4. Полный КПД вентилятора η , определяемый через безразмерные коэффициенты:

$$\eta = \frac{\varphi\psi}{\lambda} . \quad (2.150)$$

5. Статический КПД вентилятора

$$\eta_{ст} = \frac{Qp_{ст}}{1000V} . \quad (2.151)$$

Выбор вентилятора производят по характеристикам на основании расчета сети по подаче и давлению. Кроме того, руководствуются конструктивными и эксплуатационными характеристиками вентиляторов. Выбранный вентилятор должен работать наиболее экономично, т. е. с максимальным КПД.

Перед выбором типа вентилятора желательно определить коэффициент его быстроходности. При $n_v > 100$ предпочтение необходимо отдать осевому вентилятору; если же $n_v < 100$, то предпочтительнее радиальный вентилятор. В качестве критерия выбора типа вентилятора может также служить давление. При $p > 300$ Па рекомендуется центробежный вентилятор.

После определения типа вентилятора следует выбрать наиболее подходящую серию. При выборе радиальных вентиляторов коэффициент быстроходности входит в наименование серии. В данном случае определяющий критерий — расчетное давление, так как для каждой серии радиальных вентиляторов в зависимости от конструкции рабочего колеса завод-изготовитель лимитирует по соображениям прочности окружную скорость, а значит, и давление.

Когда выбрана серия, то остается выбрать размер вентилятора (номер) и на его характеристике $p = f(Q)$ по точке пересечения Q и p определить частоту вращения и КПД.

Мощность вентилятора рассчитывается по формуле (2.146), а мощность приводного двигателя принимается по формуле

$$N_{дв} = m \frac{Qp}{1000\eta_{п}} , \quad (2.152)$$

где $m = 1,05 \dots 1,2$ — коэффициент запаса мощности; $\eta_{п}$ — КПД передачи; $\eta_{п} = 1$ — при соединении двигателя с вентилятором через муфту; $\eta_{п} = 0,92$ — при клиноременной передаче.

При малом давлении рекомендуется применять осевые вентиляторы. Их мощность в меньшей степени зависит от изменения подачи, они удобны в регулировке.

Обозначение центробежных вентиляторов состоит из буквы Ц, для центробежных пылевых — ЦП, пятикратного значения коэффициента полного давления, коэффициента быстроходности и номера вентилятора. Например, Ц4-70-4; Ц — центробежный; 4 —

коэффициент полного давления при оптимальном режиме работы $\psi=0,85$; 70 — коэффициент быстроходности; 4 — номер вентилятора.

Пример условного обозначения осевого вентилятора — 06-300 № 6, 3.

Компрессоры — машины для сжатия и перемещения газовой среды. Основные параметры компрессора — это объемная подача Q , давление на входе p_1 и давление на выходе p_2 или степень повышения давления $\varepsilon=p_2/p_1$, частота вращения n и мощность N на валу компрессора.

Компрессоры классифицируются по следующим признакам.

По принципу действия компрессоры делятся на объемные, лопастные (турбокомпрессоры) и струйные.

По конструкции объемные компрессоры подразделяются на поршневые, роторные, свободно-поршневые и мембранные, а турбокомпрессоры — на центробежные и осевые.

Объемный компрессор — это машина, в которой процесс повышения давления происходит в результате периодического уменьшения объема, занимаемого газовой средой.

Турбокомпрессор — это машина, в которой создание ускорений в потоке газовой среды происходит в результате взаимодействия с ним вращающейся решетки лопаток.

По назначению компрессоры классифицируются по отрасли техники или производства в зависимости от рода сжимаемого газа и по непосредственному назначению (гаражные, тормозные и др.).

По конечному давлению компрессоры различают: вакуум-компрессоры для отсасывания газа с давлением ниже атмосферного или нагнетания до атмосферного или выше; газодувки — для нагнетания газа при давлении до 0,3 МПа; компрессоры низкого давления в пределах от 0,3 до 1,2 МПа, среднего от 1,2 до 10 МПа, высокого от 10 до 100 МПа и сверхвысокого давления свыше 100 МПа.

По подаче каждый тип компрессоров имеет соответствующую классификацию: микрокомпрессоры, компрессоры малой, средней и большой подачи.

По типу привода: с приводом от электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания и турбины.

Контрольные вопросы и задания. 1. Какие выделяют два класса гидравлических машин? 2. Чем отличаются лопастные от объемных насосов? 3. Объясните принцип работы центробежного насоса. 4. Как определить требуемый напор насоса? 5. Как определить напор насоса, создаваемый на данной установке? 6. Как зависит напор насоса от его конструктивных параметров? 7. Что такое рабочая характеристика насоса? 8. По каким признакам классифицируются насосы? 9. Объясните принцип действия объемных насосов. 10. От чего зависит подача объемных насосов? 11. Каков вид рабочей характеристики поршневых и роторных насосов?