**Лекция 3.**

**Классификация и маркировка вентиляторов. Схемы устройства вентиляторов. Характеристика вентиляторов.**

*Вентиляторами* называются лопастные нагнетательные машины, предназначенные для перемещения газовых сред при степени повышения давления до 1,15. (Степень повышения давления *п* — это отношение давле­ния газа на выходе из машины к давлению его на входе.)

Вентиляторы широко применяются для перемещения воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха, в системах холодоснабжения и оборотного водоснабжения, для создания под­пора воздуха в помещениях для отсасывания газа, дыма и т. д.

По принципу действия вентиляторы делятся на две группы: радиальные и осевые. В *радиальных* вентиляторах (рис. 3.1) в создании напора принимают участие центробежные силы, а поток газа изменяет направление с осевого при входе на радиальное при выходе. В *осевых* вентиляторах в создании напора принимают участие только силы взаимодействия лопастей с потоком газа, а поток газа сохраняет осевое направление (рис. 3.2).

 

|  |  |
| --- | --- |
| **Рис. 3.1.** Радиальный вентилятор | **Рис. 3.2.** Осевой вентилятор |

Радиальные вентиляторы по особенностям схем устройства бывают обычные, прямоточные, смерчевые, дисковые и диаметраль­ные.

*В обычном* радиальном вентиляторе поступающий в осевом направлении газ закручивается лопастями рабочего колеса и под действием центробежной силы поступает в спиральный кор­пус, где собирается и выпускается в радиальном по отношению к оси вращения направлении.

*В прямоточном* (диагональном) вентиляторе (рис. 3.3) лопастное рабочее колесо располагается в корпусе, обеспечивающем подвод и отвод потока без проворота, что в определенных случаях представляет удобство.

*Смерчевый* вентилятор совпадает по схеме с обычным радиальным, но рабочее колесо утоплено в нише задней стенки корпуса (рис. 3.4). При этом газ не проходит между лопастями, а перемещается перед колесом за счет создаваемой ими закрутки, своеобразного смерча. Это предохраняет рабочее колесо от разру­шения и засорения при перемещении газов с различного рода вклю­чениями.

 

|  |  |
| --- | --- |
| **Рис. 3.3.** Прямоточ­ный вентилятор | **Рис. 3.4.** Смерчевый вентилятор |

В *дисковом* вентиляторе в спиральном корпусе вместо лопастного колеса располагается пакет дисков с зазорами (рис. 3.5), и за счет их трения с газом создается движение после­днего. У этих вентиляторов невысокие давления и КПД, но они достаточно бесшумны в работе.

В *диаметральном* вентиляторе (рис. 3.6) рабочее колесо с большим числом коротких лопастей располагается в кор­пусе в виде отвода. Газ дважды по направлению диаметра прохо­дит через решетку колеса, что позволяет создавать повышенные давления.



|  |  |
| --- | --- |
| **Рис. 3.5.** Дисковый вентилятор | **Рис. 3.6.** Диаметральный вентилятор |

По величине подачи вентиляторы условно делят на малорас­ходные (с подачей газа до 10 тыс. м3/ч), среднерасходные (при подаче 10-15 м3/ч) и высокорасходные (при подаче свыше 50 тыс. м3/ч).

В зависимости от создаваемого давления вентиляторы принято делить на вентиляторы низкого давления (до 1 кПа), среднего (от 1 до 3 кПа) и высокого (от 3 до 30 кПа).

Маркировка радиальных вентиляторов в соответствии с ГОСТ 10616-90 состоит: до дефиса — из буквы Ц и округленного до целого числа пятикратного значения коэффициента полного давления в режиме, при котором КПД максимален, а после дефи­са — из округленной до целого числа удельной быстроходности на том же режиме. Для обозначения типоразмера вентилятора к ука­занному индексу после еще одного дефиса приписывают номер вен­тилятора, который представляет собой наружный диаметр рабоче­го колеса, выраженный в дециметрах. Например, радиальный вен­тилятор с диаметром рабочего колеса 400 мм, имеющий при мак­симальном КПД коэффициент полного давления 0,86 и удельную быстроходность 70, обозначают как Ц4-70-4.

Для осевых вентиляторов применяют такую же систему обозна­чения, но без буквы. Перед номером вентилятора может быть ука­зано: в числителе — число лопастей, а в знаменателе — угол уста­новки (например, 0,6-320-6/25-6,3).

**Схемы устройства вентиляторов.**

Обычный радиальный вентилятор (рис. 3.7) включает в себя конический патрубок *8,* по которому воздух поступает к рабочему колесу *2.* Рабочее колесо крепится к валу 3 и помещается в спи­ральный корпус *6,* Рабочее колесо состоит из ступицы *4,*ведущего *5* и покрывающего *7* дисков и лопа­ток *1.* Форма входного и выходного сечений корпуса может быть круглой или прямоугольной.



**Рис. 3.2.**

При вращении рабочего колеса газ из патрубка *8* увлекается лопатками и под действием центробежных сил движется от центра колеса к перифе­рии. Вследствие этого на входе в вен­тилятор создается разрежение, под дей­ствием которого газ из входного пат­рубка непрерывно подсасывается в вен­тилятор. В рабочем колесе увеличи­ваются скорость движения газа и его давление. Далее газ поступает в ка­нал спирального корпуса, площадь по­перечного сечения которого увеличи­вается по направлению движения газа. В канале скорость движения потока газа уменьшается, т. е. происходит преобразование кинетической энергии потока в потенциальную, и газ подается к потребителю.

Схема устройства осевого вентилятора показана на рис. 3.8. Осевой вентилятор состоит из коллектора, цилиндрического корпу­са *6* с помещенным внутри него рабочим колесом *2 с* консольны­ми лопастями 5. Рабочее колесо *2* консольно закреплено на валу двигателя *4* и со стороны входа потока закрыто лопастным на­правляющим аппаратом 3, который обеспечивает осевой вход га­зового потока на лопасти рабочего колеса. За рабочим колесом устанавливается спрямляющий лопастной аппарат *1 .*



**Рис. 3.8.**

При вращении рабочего колеса газ захватывается лопастями 5, закрепленными под углом к плоскости вращения, и, так как коле­со, вращаясь, удерживается в осевом направлении, происходит пе­ремещение газа вдоль оси. При этом поток несколько закручива­ется и, покидая рабочее колесо, попадает в спрямляющий аппарат *1 ,* который устраняет закрутку потока.

**Напор, развиваемый рабочим колесом вентилятора.** Ввиду того что вентиляторы развивают незначительный напор, перемещаемый ими газ можно считать несжимаемым, и вывод выражения для определения теоретического напора *НТ* радиального вентилятора (основного уравнения вентилятора) может быть произведен точно так же, как и для центробежных насосов.

Теоретический напор, развива­емый осевым вентилятором, мо­жет быть рассчитан по уравне­нию , в котором *и1 = и2 = и =* const, так как частица газа, двигающаяся вдоль оси колеса, все время находится на одном и том же расстоянии от оси, тогда:



В обычных условиях (если на входе в осевой вентилятор отсут­ствует устройство для закручивания потока газа) так же, как и для радиального вентилятора с1u = 0, а уравнение для НТ будет иметь вид



В радиальных вентиляторах любого типа действительный на­пор *Н,* развиваемый вентилятором, меньше теоретического, так как часть напора расходуется на преодоление аэродинамических со­противлений в рабочем колесе. Это обстоятельство учитывают аэро­динамическим КПД ηг (он имеет тот же физический смысл и обо­значение, как и гидравлический КПД), входящим в формулу для определения действительного напора



В настоящее время при расчетах вентиляторов вместо теорети­ческого напора часто пользуются теоретическим давлением, разви­ваемым рабочим колесом, и действительным давлением

Отсюда формула для определения *р* в об­щем случае (для радиальных и осевых вентиляторов при u= u2) может быть записана следующим образом:



Для того чтобы применять эту формулу для практических расчетов вводится понятие коэффициента полного давления (на­пора) ψ, входящего в маркировку вентилятора и связанного с дей­ствительным давлением выражением

,

где

Полный напор вентилятора выражается через введенный коэф­фициент ψ следующим образом:



Коэффициент полного давления ψ для радиальных вентилято­ров равен 0, 8. ..2, 5, а для осевых (значительно меньше) — 0, 05. ..0, 2, что объясняется главным образом отсутствием влияния центро­бежных сил на работу осевого колеса.

Отсюда следует, что развиваемое венти­лятором давление зависит от следующих факторов:

1) плотности ρ, характеризующей физические свойства газа;

2) коэффициента полного давлениях ψ, определяемого, в первую очередь, геометрической формой лопастей;

3) окружной скорости на концах лопастей *и2,* характеризующей кинематические условия.

На коэффициент ψ существенно влияет число лопастей. При умень­шении их числа активность воздействия колеса на поток снижает­ся, скорость закручивания потока на выходе с2u уменьшается. Сле­довательно, при неизменном *и2* уменьшается и ψ. Особенно замет­но сказывается влияние числа лопастей на коэффициент полного давления осевых вентиляторов.

Рассмотрим влияние формы лопастей на напор. В радиальных вентиляторах на коэффициент давления больше всего влияет угол выхода с лопастей β2. Выходные кромки лопастей радиальных вентиляторов могут быть загнутыми вперед (β2 > 90° — активные колеса), радиальными (β2= 90° — нормальные колеса) и загнутыми назад (β2< 90° — реактивные колеса).

Лопасти, загнутые вперед, применяются главным образом в вен­тиляторах повышенного давления. Для таких вентиляторов углы β2 составляют от 130 до 140°; ηг = 0,60...0,75; ψ *=* 0,66...1,2. Невысокое значение аэродинамического КПД объясняется тем, что при β2> 90° получается большой динамический напор, а следова­тельно, значительные аэродинамические потери в колесе и в про­цессе преобразования динамического напора в статический.

В вентиляторах с лопастями, загнутыми назад, углы β2 состав­ляют от 40 до 55°, ηг = 0,70...0,90; ψ = 0,35...0,72. Помимо того что при этом обеспечивается высокий КПД, эти вентиляторы со­здают меньший шум, чем вентиляторы с лопастями, загнутыми вперед, и могут работать с высокооборотными двигателями. Напор, создаваемый такими вентиляторами, в основном статический.

Лопасти, радиально направленные на выходе, применяются в вентиляторах, предназначенных в основном для перемещения за­грязненных газов. Для этих вентиляторов ηг = 0,65...0,80; ψ = = 0,60...0,76. Входные кромки лопастей любых радиальных вен­тиляторов для обеспечения безударного входа всегда следует отги­бать в направлении вращения (β2 < 90°).

Отметим особенности формы лопастей осевого вентилятора. Лопасть рабочего колеса осевого вен­тилятора не может быть плоской и, что напор будет создаваться в том случае, если β1< β2. Чем больше различие между углами β1 и β2, тем больше закрутка лопасти.

Элементы лопастей осевого вентилятора, находящиеся на раз­ных расстояниях от оси, имеют разные окружные скорости, что при постоянной ширине лопаток и постоянстве углов β1 и β2 ведет к созданию переменного по длине лопастей напора. Это приводит к радиальному перемещению газа в проточной части вентилятора и снижению его КПД. Для предотвращения радиального перетека­ния газа лопасти выполняют с переменной по длине величиной разности ctg β1- ctg β2 или с уменьшаемой от центра к перифе­рии шириной.

**Подача, мощность и КПД вентиляторов.** Подача вентиляторов определяется по формуле



где φ — коэффициент производительности, характеризующий про­пускную способность вентилятора; D2 — диаметр рабочего колеса по наружным кромкам лопастей; *и2* — окружная скорость, вычис­ленная по диаметру *D2* и частоте вращения колеса.

Таким образом, подача вентиляторов определяется по одному геометрическому размеру D2 с введением коэффициента φ, который находится опытным путем и зависит как от конструктивных, так и от аэродинамических особенностей вентилятора. Значение этого коэффициента изменяется в широких пределах (от 0,01 до 0,9).

Полезная мощность вентилятора Рп может быть определена по формуле



мощность на валу вентилятора (потребляемая мощность) — из выражения



где η— полный КПД вентилятора, который определяется так:



η0-объемный КПД вентилятора; ηг-аэродинамический КПД; ηм- механический КПД.

Для радиальных вентиляторов величины КПД составляют: η0 = 0,990...0,999; ηг *=* 0,6...0,9; ηм = 0,85...0,98; η = 0,6...0,85; а для осевых - η0 = 1; ηг = 0.75...0.92; ηм *=* 0,94...0,98; η *= =* 0,7... 0,9.

В некоторых случаях для вентиляторов характерен не полный напор, ими развиваемый, а лишь статическая его часть Нст. В та­ких случаях оценка энергетической эффективности вентилятора производится с помощью статического КПД:



Мощность приводного двигателя принимается с запасом, учиты­вающим возможное отклонение режима от расчетного:



где *k —* коэффициент запаса мощности (1,05. ..1,2); ηП — КПД передачи (при клиноременной передаче ηП = 0,92).