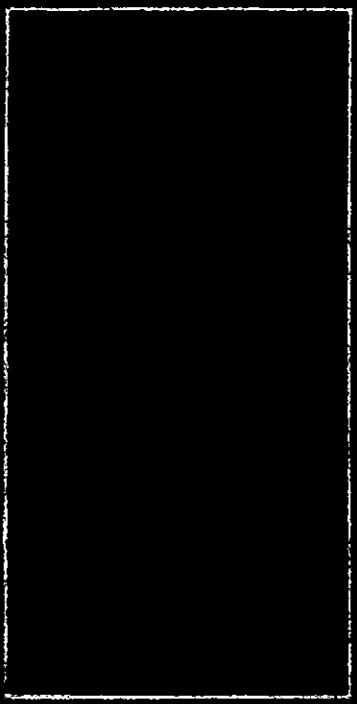
Г.Г. Вахвахов

РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТИ



Г. Г. ВАХВАХОВ

РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТИ

МОСКВА СТРОЙИЗДАТ 1975

УДК 697 953

Печатается по решению секции литературы по инженерному оборудованию редакционного совета Стройиздата от 23 ноября 1972 г.

Вахвахов Г. Г. Работа вентиляторов в сети. М., Стройиздат, 1975. 101 с.

В книге рассмотрена работа вентиляторов в сети, и в частности совместная их работа, регулирование, а также виброизоляция при монтаже.

Одновременно даны основные сведения о принципах действия, особенностях и аэродинамических характеристиках вентиляторов общего назначения, применяемых в системах вентиляции, кондиционирования и аспирации.

Книга предназначена в качестве руководства для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием вентиляционных систем.

Табл. 12, ил. 59, список лит.: 9 назв.

В $\frac{30210-459}{047(01)-75}$ 291—75

© Стройиздат, 1975

ПРЕДИСЛОВИЕ

От правильной работы вентиляционной системы зависит не только здоровье людей, но также и эффективность их работы: высокая производительность труда и хорошее качество изготовляемых изделий. На многих современных производствах требуется создание устойчивого микроклимата, и его изменение сразу же сказывается на выпуске продукции.

Эффект работы вентиляционной системы прежде всего зависит от работы вентилятора, перемещающего воздух или иную газовую среду. Наблюдения за вентиляционными системами показали, что во многих случаях система работает неудовлетворительно не из-за низкого качества изготовления вентилятора, а вследствие недостаточно правильного его выбора, сделанного без учета особенностей работы вентилятора в сети.

В свою очередь, неправильно выбранный вентилятор зачастую эксплуатируется при более низком коэффициенте полезного действия, что приводит к излишнему расходу электроэнергии. Если учесть, что вентиляторы общего назначения, т. е. те, которые применяются в системах вентиляции, кондиционирования и аспирации, потребляют не менее 4% всей вырабатываемой в стране электроэнергии, то необходимость правильного выбора вентилятора и обеспечения его работы при надлежащем к. п. д. становится совершенно очевидной.

К сожалению, при проектировании вентиляционной системы не всегда уделяется достаточное внимание выбору типа и номера вентиляторов, а также режима их работы, что особенно важно при совместной работе вентиляторов и их регулировании.

Объясняется это тем, что указанные вопросы с недостаточной полнотой отражены в литературе.

Настоящая работа ставит целью помочь проектировщикам более обоснованно подходить к выбору вентилятора и режима его работы, чему должно способствовать приведенное в книге большое число конкретных примеров по подбору вентиляторов для различных случаев их работы. В книге приведены также теоретические сведения по аэродинамике вентилятора, без которых трудно было бы понять основы их работы в сети.

В книге все единицы физических величин приняты по Международной системе единиц (СИ). Соотношение единиц этой системы и единиц, подлежащих изъятию, приведено в конце книги.

Автор приносит благодарность кандидатам технических наук Т. А. Мелик-Аракеляну и И. О. Керстену за сделанные ими полезные замечания и предложения, а также инж. И. Я. Хвощевскому, предоставившему материалы по разработанным им равночастотным виброизоляторам.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ρ — плотность, кг/м^3.
R — удельная газовая постоянная, Дж/(кг·К).
t — температура, °С.
T — температура, К.
P — давление, отсчитываемое от абсолютного нуля, кПа.
$P_б$ — барометрическое давление, Па.
$P_п$, $P_{ст}$, $P_д$ — соответственно полное, статическое и динамическое давления, отсчитываемые от абсолютного нуля, Па.
$\Delta P_п$, $\Delta P_{ст}$, $\Delta P_д$ — соответственно полное, статическое и динамическое давления, отсчитываемые от барометрического давления, Па.
$\Delta P'$ — потери давления на сопротивление, Па.
$P_т$ — теоретическое полное давление, Па.
D_1 — диаметр колеса вентилятора по начальным кромкам лопаток, м.
D_2 — диаметр колеса вентилятора по внешним кромкам лопаток, м:

$$\overline{D_1} = D_1/D_2.$$

β_1 — угол входа лопатки, град.
β_2 — угол выхода лопатки, град.
u_1 — скорость начала лопаток колеса, м/с.
u_2 — скорость конца лопаток колеса, м/с.
v — скорость потока газа, м/с.
w_1 — относительная скорость потока на входе в колесо, м/с.
w_2 — относительная скорость потока на выходе из колеса, м/с.
c_1 — абсолютная скорость потока на входе в колесо, м/с.
c_2 — абсолютная скорость потока на выходе из колеса, м/с.
c_{1u} — проекция абсолютной скорости c_1 на направление окружной скорости u_1.
c_{2u} — проекция абсолютной скорости c_2 на направление окружной скорости u_2.
P_v, P_{sv}, P_{dv} — соответственно полное, статическое и динамическое давления, создаваемые вентилятором, Па.
ψ, φ, λ — соответственно коэффициенты давления, подачи и потребляемой вентилятором мощности на валу колеса.
n — частота вращения колеса вентилятора, мин$^{-1}$.
n_0 — частота вращения колеса вентилятора на начальном режиме, мин$^{-1}$.
$n_у$ — быстроходность вентилятора.
Q — подача вентилятора, м^3/с, м^3/ч.
Q_0 — подача вентилятора на начальном режиме, м^3/с, м^3/ч.
η — полный аэродинамический к. п. д. вентилятора.
$\eta_{ст}$ — статический аэродинамический к. п. д. вентилятора.
N — мощность, потребляемая вентилятором на валу, кВт.
N_0 — мощность, потребляемая вентилятором на валу на начальном режиме, кВт.
$N_у$ — установочная мощность электродвигателя, кВт.
$Э$ — мощность, потребляемая вентилятором из электросети, кВт.
$Э_0$ — мощность, потребляемая вентилятором из электросети на начальном режиме, кВт.
$\eta_э$ — к. п. д. электродвигателя.
$\eta_{э0}$ — к. п. д. электродвигателя на начальном режиме.
λ — коэффициент трения.
l — длина воздуховода, м.
$П$ — периметр поперечного сечения сети, м.
f — площадь поперечного сечения воздуховода, м^2.

v — скорость движения воздуха, м/с.
ξ — коэффициент местного сопротивления.
α — коэффициент передачи виброизоляции.
$Z_д$ — динамическая сила, передающаяся через виброизоляторы на поддерживающую конструкцию (перекрытие, пол), Н.
$Z_в$ — возмущающая сила, воздействующая на изолируемую установку, Н.
ω_0 — круговая частота вынужденных колебаний от возмущающей силы, мин$^{-1}$.
ω_z — круговая частота собственных колебаний установки, мин$^{-1}$.
n_z — частота собственных вертикальных колебаний установки, Гц.
a — амплитуда колебаний в точке над виброизолятором, см.
$R_в$ — нагрузка на виброизолятор, Н.
i — вертикальная жесткость пружины, Н/см.
δ — осадка пружины, см.
f' — частота шума, Гц.
$L_р$ — уровень звуковой мощности, дБ.
δ_2 — изменение шума в зависимости от режима работы вентилятора, дБ.
z — число клиновых ремней передачи от электродвигателя к вентилятору.
$\eta_п$ — к. п. д. передачи от электродвигателя к вентилятору.

Глава I ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ФИЗИКЕ ВОЗДУХА. ДАВЛЕНИЯ, СОЗДАЮЩИЕСЯ В ЕГО ПОТОКЕ

Состояние газа характеризуется плотностью, температурой, давлением и относительной влажностью.

Температура выражается или в кельвинах, или в градусах Цельсия. Соотношение между ними определяется формулой

$$T = t + 273{,}15.$$

Под давлением подразумевают абсолютное его значение, отсчитываемое от абсолютного вакуума. В практике вентиляции принято принимать значения давления, отсчитываемые от барометрического давления, причем при давлениях, бо́льших барометрического, их называют избыточными, при меньших—разрежением.

Относительная влажность определяется отношением массы водяных паров в каком-нибудь объеме к их массе в том же объеме при полном насыщении.

Связь между давлением, плотностью и абсолютной температурой устанавливается уравнением.

$$P/(g\rho) = RT,$$

где g — ускорение свободного падения, м/с^2.

Для воздуха с абсолютной температурой 293 К и относительной влажностью 50% удельная газовая постоянная $R_{\text{н}}$=288 Дж/(кг·К).

Удельная газовая постоянная представляет собой работу в 1 Дж, совершенную газом массой 1 кг, находящимся под постоянным давлением, при нагревании его на 1 К.

Связь между плотностью и абсолютной температурой при неизменном давлении выражается формулой

$$\rho_2/\rho_1 = T_1/T_2,$$

а связь между плотностью и давлением при неизменной температуре —

$$\rho_2/\rho_1 = P_2/P_1.$$

При переменных значениях температуры и давления

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2}.$$

В мировой практике принято все результаты аэродинамических испытаний и разработку аэродинамических характеристик вентиляторов для каталогов относить к нормальным (стандартным) барометрическим условиям: барометрическое давление $P_{\text{н}} = 103{,}3$ кПа, температура $t_{\text{н}} = 20°$ С ($T_{\text{н}} = 293$ К), относительная влажность

50%, удельная газовая постоянная $R_н = 288$ Дж/(кг·К). При этих условиях плотность воздуха $\rho_н = 1{,}2$ кг/м³.

Фактическая плотность воздуха при нестандартных значениях давления, влажности и температуры определяется по формуле

$$\rho_{факт} = \rho_н \frac{P(273+20)R_н}{103{,}3(273+t)R}.$$

В табл. 1 даны значения $R/288$ для различных температур при разной относительной влажности воздуха.

Таблица 1

t, °С	Значение $R/288$, Дж/(кг·К), при относительной влажности, %			
	20	50	80	100
10	0,995	0,998	1	1,003
20	0,998	1	1,002	1,005
30	0,999	1,004	1,01	1,012
40	1	1,01	0,018	1,025
50	1,003	1,02	1,03	1,04

Как видим, для воздуха значение $R/288$ очень мало изменяется, и поэтому в расчетах вентиляционных сетей колебания влажности, как правило, не учитываются.

Значения удельной газовой постоянной для некоторых газов заметно отличаются от значений ее для воздуха:

Кислорода O_2	260
Азота N_2	295
Водорода H_2	260
Окиси углерода CO	297
Углекислого газа CO_2	190
Сильно перегретого пара H_2O	461
Метана CH_4	518
Сернистого ангидрида SO_2	130

При перемещении таких газов необходимо учитывать это отличие.

Давления, возникающие в потоке движущегося воздуха, разделяют на три вида: статическое, динамическое и полное.

Статическое давление представляет собой давление газа, находящегося в трубопроводе. Оно характеризует потенциальную энергию потока и действует с одинаковой силой во все стороны.

Динамическое давление (называемое также скоростным) представляет собой давление, оказываемое движущимся воздухом на поверхность, не параллельную движению потока, и характеризует кинетическую энергию потока.

При скорости $v \leqslant 50$ м/с динамическое давление определяется по формуле

$$P_{д} = \rho v^2/2.$$

При бóльших скоростях следует учитывать сжимаемость газа.

Полное давление определяется как сумма статического и динамического давлений и представляет собой полную энергию движущегося воздуха в рассматриваемом сечении трубопровода:

$$P_{п} = P_{ст} + P_{д}.$$

Давление измеряется с помощью приемников давления и манометров; их показания дают разность между абсолютными давлениями и барометрическим. Эта разность считается положительной, если полное и статическое давления больше барометрического, и отрицательной, если эти давления меньше барометрического.

Глава II. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЕНТИЛЯТОРАХ

1. СУЩЕСТВУЮЩИЕ ВИДЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Вентилятором называется лопаточная машина, создающая максимальное давление 15 кПа (по рекомендациям СЭВ — 30 кПа).

По направлению потока газа в колесе вентиляторы разделяются на следующие виды: а) радиальные[1] (рис. 1); б) осевые (рис. 2); в) диаметральные (рис. 3); г) диагональные — радиально-осевые (рис. 4).

В радиальном вентиляторе воздух, входя во входной патрубок корпуса в осевом направлении, отклоняется в колесе почти на 90° в радиальном направлении и после этого поступает в улитку корпуса. В осевом вентиляторе воздух проходит корпус и колесо в одном и том же направлении—вдоль оси вала вентилятора. В диаметральном вентиляторе воздух входит в радиальном направлении на лопатки колеса от периферии к центру, пересекает его примерно по диаметру и выходит через лопатки с противоположной стороны, отклоняясь при этом на некоторый угол. В диагональном вентиляторе воздух перемещается в колесе по диагонали между радиальным и осевым направлениями. Наиболее широко в вентиляционных системах используются радиальные и осевые вентиляторы.

Радиальные вентиляторы разделяются на три подвида по направлению выхода лопаток рабочего колеса[2] (рис. 5):

с лопатками, загнутыми назад по ходу вращения ($\beta_2 < 90°$);

с лопатками, радиально оканчивающимися ($\beta_2 = 90°$);

с лопатками, загнутыми вперед по ходу вращения ($\beta_2 > 90°$).

Отметим, что начальный угол лопаток β_1 должен быть всегда меньше 90°. Форма лопаток существенно влияет на аэродинамические качества вентиляторов (подробнее об этом будет сказано ниже).

Весьма распространено условное разделение радиальных вентиляторов по максимально создаваемому ими практическому давлению на вентиляторы низкого, среднего и высокого давления.

Вентиляторы, создающие максимальные давления, или, вернее, максимальную разницу давлений до и после вентилятора 1000 Па, принято называть вентиляторами низкого давления, от 1000 до 3000 Па — среднего давления, свыше 3000 Па — высокого давления.

---

[1] Распространенное в отечественной технической литературе название этих вентиляторов центробежными не точно определяет их по принципу направления потока газа в колесе, и поэтому рекомендуется принять название радиальные, применяемое в зарубежной технической литературе и рекомендуемое СЭВ.

[2] Указанная система отсчета углов выхода лопаток колеса установлена с июля 1965 г. ГОСТ 10616—63; до этого в СССР было принято вести отсчет углов в обратном порядке: лопатки, загнутые назад ($\beta_2 > 90°$), лопатки, загнутые вперед ($\beta_2 < 90°$).

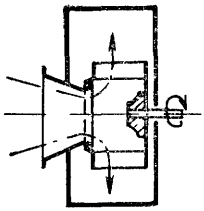


Рис 1 Радиальный вентилятор

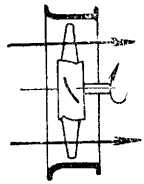


Рис 2. Осевой вентилятор

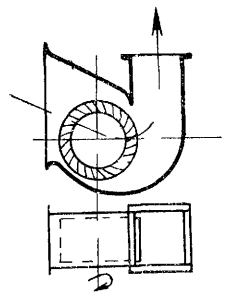


Рис. 3. Диаметральный вентилятор

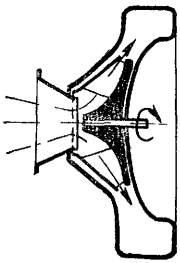


Рис. 4 Радиально-осевой вентилятор

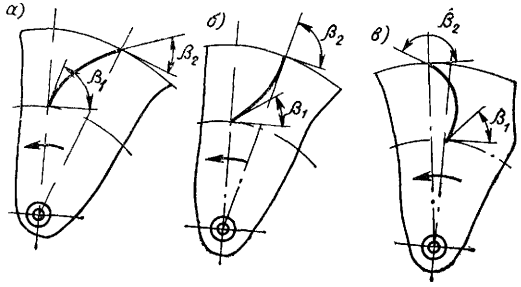


Рис 5. Лопатки радиального вентилятора
а — загнутые назад, $\beta_2<90°$; *б* — радиально оканчивающиеся, $\beta_2=90°$; *в* — загнутые вперед, $\beta_2>90°$

Следует указать, что такое разделение радиальных вентиляторов является совершенно необоснованным с научной точки зрения, так как любой вентилятор теоретически способен создать почти неограниченное давление, если установить ему соответствующую частоту вращения. В настоящее же время и практическое значение такого деления потеряло смысл, поскольку большинство выпускаемых промышленностью вентиляторов являются одновременно вентиляторами и низкого и среднего давления.

Радиальные вентиляторы различаются также по конструктивному исполнению колеса и корпуса: одностороннего всасывания (см. рис. 1), двустороннего всасывания, двухступенчатые и многоступенчатые.

У вентиляторов двустороннего всасывания воздух забирается с обеих сторон корпуса, а колесо составлено как бы из двух колес вентилятора одностороннего всасывания. Эти вентиляторы подают значительно большее количество воздуха, чем вентиляторы одностороннего всасывания, при том же давлении, при одних и тех же диаметрах колес и одинаковых частотах их вращения.

У двухступенчатых и многоступенчатых вентиляторов на одном рабочем валу установлены последовательно два колеса или более с подачей воздуха из выходного патрубка первого колеса на вход следующего, что увеличивает конечное давление против конечного давления одноступенчатого вентилятора.

К радиальным следует отнести и так называемые дисковые вентиляторы, у которых колесо вместо лопаток имеет ряд дисковых колец, расположенных на валу. Относительно узкие зазоры между кольцами служат каналами для прохода воздуха, перемещаемого от центра к периферии колеса за счет сил трения. Эти вентиляторы обладают меньшими возможностями в отношении создания давления и расхода воздуха, чем обычные радиальные, и имеют низкий к. п. д., но они являются менее шумными в работе и поэтому могут применяться в тех случаях, где предъявляются особые требования к шуму.

Осевые вентиляторы также имеют различные модификации.

В вентиляционных установках наиболее распространены осевые вентиляторы с листовыми лопатками, вырезанными из металлического листа и имеющими одну и ту же толщину по всей плоскости.

Значительно менее распространены осевые вентиляторы с так называемыми профильными лопатками, имеющими форму самолетного крыла, или чечевицеобразными. Эти вентиляторы за счет большой прочности лопаток способны развивать бóльшие давления, чем вентиляторы с листовыми лопатками.

Известны также осевые вентиляторы, у которых перед колесом или за ним устанавливают неподвижные лопатки. Такие неподвижные лопатки называют направляющим (если они установлены перед колесом) аппаратом осевого вентилятора или спрямляющим (если они установлены за колесом). Установка направляющих и спрямляющих аппаратов хотя и усложняет конструкцию осевых вентиляторов, но повышает их аэродинамические свойства.

Так же как и радиальные, осевые вентиляторы для повышения давления могут выполняться двух- или многоступенчатыми.

Вентиляторы классифицируются также и по направлению вращения колеса. В нашей стране принято обозначать вентилятором правого вращения тот, у которого колесо вращается по часовой стрелке, если смотреть на него со стороны привода, и вентилятором левого вращения тот, у которого колесо вращается против часовой стрелки.

Следует сказать, что такое определение не является строгим, так как местоположение привода более или менее определенным бывает только у радиальных вентиляторов, что же касается осевых, то у них привод может быть по обе стороны от колеса при одном и том же направлении вращения. Поэтому правильнее определять направление вращения колеса не по расположению привода, а по местоположению стороны всасывания.

По рекомендации СЭВ предлагается называть: вентилятором

правого вращения тот, у которого колесо вращается по часовой стрелке, если смотреть со стороны всасывания, и вентилятором левого вращения тот, у которого колесо вращается против часовой стрелки.

2. МЕХАНИЗМ СОЗДАНИЯ ВЕНТИЛЯТОРОМ ДАВЛЕНИЯ. УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА

Давление, создаваемое вентилятором, вызывается передачей воздуху энергии от вращающегося колеса; после рабочего колеса полное давление не увеличивается.

Теоретическое полное давление, развиваемое вентилятором (при отсутствии потерь), определяется по уравнению Эйлера, лежащему в основе расчета всех видов вращающихся лопаточных машин: турбин, насосов, вентиляторов:

$$P_т = \rho (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (1)$$

Скорости c_{1u} и c_{2u} (рис. 6) представляют собой скорости закручивания потока.

Уравнение (1) показывает, что теоретическое давление вентилятора зависит только от плотности перемещаемой среды, окружной скорости и скорости закручивания потока.

При отсутствии перед вентилятором каких-либо аппаратов, закручивающих поток, скорость c_{1u} равна нулю. В этом случае давление следует определять по сокращенному уравнению Эйлера:

$$P_т = \rho u_2 c_{2u}. \quad (2)$$

Для осевого вентилятора $u_2 = u_1 = u$, и поэтому уравнение Эйлера примет вид:

$$P_т = \rho u (c_{2u} - c_{1u}), \quad (3)$$

а при отсутствии закручивания потока перед вентилятором, т. е. когда $c_{1u} = 0$,

$$P_т = \rho u c_{2u}.$$

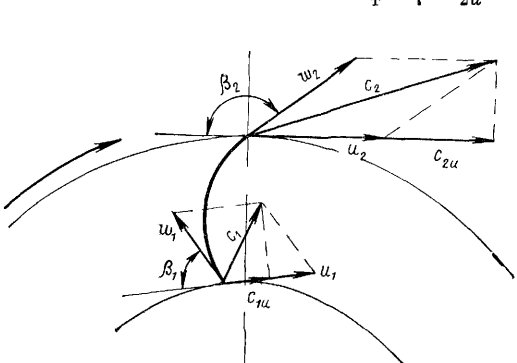


Рис. 6. Треугольники скоростей на входе и выходе лопатки рабочего колеса радиального вентилятора

Уравнение (2) определяет разницу в аэродинамических свойствах радиальных вентиляторов с лопатками разных видов. Из рис. 6 следует, что при равных диаметрах колес и при одинаковой окружной скорости u_2 скорость закручивания c_{2u} у вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, будет всегда больше по величине, чем у вентилятора с лопатками, загнутыми назад. Следовательно, вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, будут создавать бóльшие давления, чем вентиляторы с лопатками, загнутыми назад. Вентиляторы с радиально-оканчивающимися лопатками занимают в этом отношении промежуточное положение.

3. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ В ВОЗДУХОВОДЕ С ВЕНТИЛЯТОРОМ

Для того чтобы определить, каким образом распределяются давления в вентиляционной сети, состоящей из всасывающего и нагнетательного воздуховодов, по которым с помощью вентилятора перемещается воздух, строим эпюру давлений (рис. 7).

Воздух будет поступать во входное отверстие воздуховода, когда в сечении $I - I$ установится статическое давление, меньшее барометрического; разность давлений $P_б - P_{ст I}$ создает поток воздуха с некоторой скоростью v_I.

Напишем уравнение Бернулли для сечений $a - a$ и $I - I$; при этом примем, что сечение $a - a$ расположено на большом расстоянии от входа в трубу, поэтому скорость движения воздуха в сечении можно принять равной нулю, т. е. $v_a = 0$:

$$P_{ст a} + \rho v_a^2/2 = P_{ст I} + \rho v_I^2/2.$$

Полное давление

$$P_{п I} = P_{ст a} = P_б; \quad P_{ст I} = P_б - P_{д I}.$$

Если же перейти к давлениям исчисляемым от линии барометрического давления, то получим:

$$-\Delta P_{ст I} = \Delta P_{д I};$$
$$\Delta P_{п I} = -\Delta P_{ст I} + \Delta P_{д I} = 0.$$

Потери давления при движении воздуха в прямолинейном воздуховоде прямо пропорциональны его длине:

$$\Delta P' = P_{тр}\, l,$$

где $P_{тр}$ — удельные потери давления, Па/м.

Уравнение Бернулли для сечений $I—I$ и $II - II$ примет вид:

$$P_{ст I} + P_{д I} = P_{ст II} + P_{д II} + \Delta P'_{I-II},$$

где $\Delta P'_{I-II}$ — потери давления на участке между сечениями $I - I$ и $II - II$,

или

$$-\Delta P_{ст I} + \Delta P_{д I} = -\Delta P_{ст II} + \Delta P_{д II} + \Delta P'_{I-II}.$$

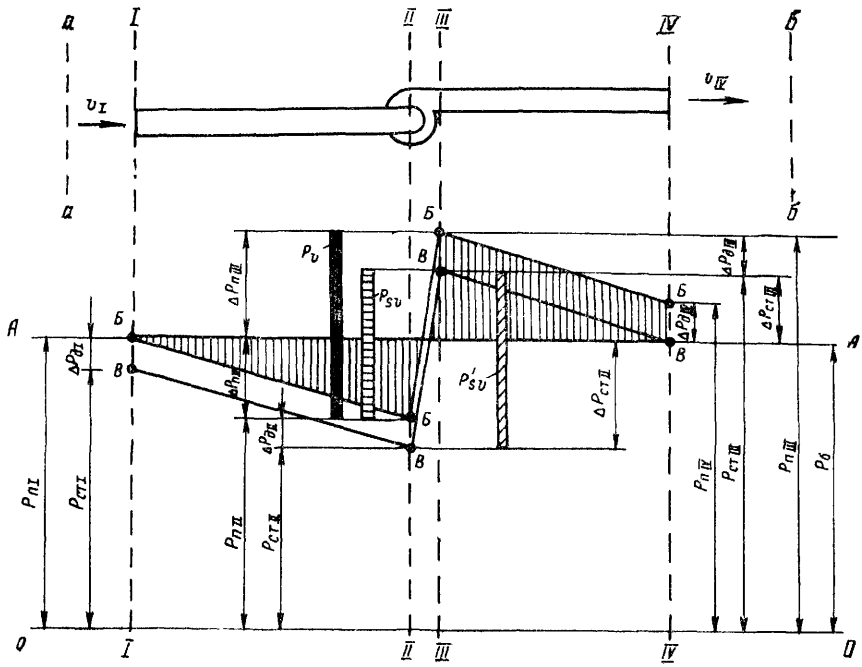


Рис 7 Эпюра распределения давлений в воздуховоде

00 — линия абсолютного вакуума, *АА* — линия барометрического давления, *ББ* — линия полного давления, *ВВ* — линия статического давления

Но поскольку $-\Delta P_{стI} = \Delta P_{дI}$, получаем:

$$-\Delta P_{стII} + \Delta P_{дII} = -\Delta P_{пII} = -\Delta P'_{I-II},$$

т. е. полное давление во всасывающем воздуховоде равно по абсолютному значению потерям давления на участке от входа в воздуховод до рассматриваемого сечения.

По абсолютному значению полное давление $\Delta P_{п\,II}$ во всасывающем воздуховоде меньше статического $\Delta P_{ст\,II}$ на значение динамического давления $\Delta P_{д\,II}$, а абсолютное значение полного давления $P_{п\,II}$ больше статического $P_{ст\,II}$ на значение динамического давления $P_{д\,II}$.

Распределение давлений в нагнетательном воздуховоде будем рассматривать с его конца, т. е. от выхода воздуха из трубы в атмосферу.

Составляем уравнение Бернулли для сечений *IV — IV* и *б — б*:

$$P_{ст\,IV} + P_{д\,IV} = P_{ст\,б} + P_{д\,б} + P_{уд},$$

где $P_{уд}$ — потери давления на удар при выходе воздуха наружу;

$$P_{уд} = \rho v_{IV}^2 / 2;$$

$$\Delta P_{ст\,IV} + \Delta P_{д\,IV} = \Delta P_{ст\,б} + \Delta P_{д\,б} + \rho v_{IV}^2 / 2.$$

Но поскольку $\Delta P_{ст\,б} = 0$; $\Delta P_{д\,б} = 0$ и $\Delta P_{дIV} = \rho v_{IV}^2/2$; получаем: $\Delta P_{стIV} = 0$.

Уравнение Бернулли для сечений $III - III$ и $IV - IV$ имеет вид:

$$P_{стIII} + P_{дIII} = P_{стIV} + P_{дIV} + \Delta P'_{III-IV},$$

где $\Delta P'_{III-IV}$ — потери давления на участке между сечениями $III - III$ и $IV - IV$.

Поскольку $\Delta P_{стIV} = 0$,

$$\Delta P_{стIII} + \Delta P_{дIII} = \Delta P_{дIV} + \Delta P'_{III-IV}.$$

Отсюда

$$\Delta P_{стIII} = \Delta P_{дIV} + \Delta P'_{III-IV} - \Delta P_{дIII}.$$

Если нагнетательный воздуховод (см. рис. 7) имеет постоянную площадь сечения, равную площади сечения выхода из вентилятора, то

$$\Delta P_{стIII} = \Delta P'_{III-IV}.$$

Следовательно, статическое давление в нагнетательном воздуховоде постоянного по площади сечения, равного площади сечения выхода из вентилятора, равно потерям давления в нем, без учета потерь давления на удар при выходе воздуха из сети, и полностью расходуется на их преодоление.

Полное давление

$$\Delta P_{пIII} = \Delta P'_{III-IV} + \Delta P_{дIV},$$

т. е. оно равно сумме потерь давления на участке воздуховода, следующем за рассматриваемым сечением, и потерь давления на удар при выходе воздуха в атмосферу.

Полное давление в сечении выхода из нагнетательного воздуховода равно динамическому давлению в этом сечении (потерям давления на удар), а статическое давление равно нулю.

Для воздуховодов постоянного сечения (см. рис. 7) статическое давление является отрицательной величиной ($-\Delta P_{ст}$) для всасывающего участка и положительной ($+\Delta P_{ст}$) для нагнетательного участка. Однако в тех случаях, когда нагнетательный воздуховод расширяется в направлении движения воздуха (диффузор), в нем может оказаться отрицательное статическое давление, т. е. разрежение.

Рассмотрим этот случай на примере вентилятора с диффузором (рис. 8).

Напишем уравнение Бернулли для сечений $I - I$ и $II - II$:

$$\Delta P_{стI} + \Delta P_{дI} = \Delta P_{стII} + \Delta P_{дII} + \Delta P'_{I-II}.$$

Но так как $P_{стII} = 0$, получаем:

$$\Delta P_{стI} = \Delta P_{дII} + \Delta P'_{I-II} - \Delta P_{дI}. \qquad (4)$$

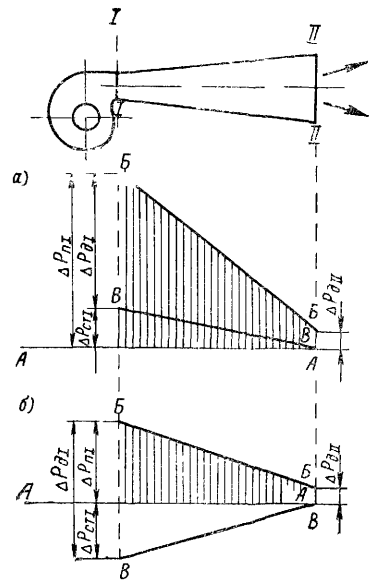


Рис. 8. Распределение давлений в диффузоре при различной величине потерь давления в нем

а — потери в диффузоре больше динамического давления вентилятора при $\Delta P'_{д.общ.} > \Delta P'_{dv}$ ($\Delta P_{ст.I}$ — положительная величина); *б* — потери в диффузоре меньше динамического давления вентилятора при $\Delta P'_{д.общ.} < \Delta P_{dI}$ ($\Delta P_{ст.I}$ — отрицательная величина); *АА* — линия барометрического давления; *ББ* — линия полного давления; *ВВ* — линия статического давления

Величина $\Delta P_{дII} + \Delta P'_{I-II}$ в уравнении (4) представляет собой величину общих потерь давления в диффузоре $\Delta P'_{д.общ}$, включающую и потерю давления на удар при выходе воздуха из диффузора. Поэтому уравнение (4) можно написать в следующем виде:

$$\Delta P_{стI} = \Delta P'_{д.общ} - \Delta P_{дI}.$$

Из этого следует, что в случае, когда общие потери давления в диффузоре меньше динамического давления вентилятора, статическое давление в сечении выходного отверстия вентилятора является отрицательной величиной[1]. При этом воздух движется из зоны меньших абсолютных статических давлений в зоны бóльших. Это объясняется тем, что абсолютное полное давление в этом случае больше барометрического. Если же потери давления в диффузоре больше динамического давления вентилятора, то статическое давление — положительно.

4. ДАВЛЕНИЯ, РАЗВИВАЕМЫЕ ВЕНТИЛЯТОРОМ, РАБОТАЮЩИМ В ВОЗДУХОВОДЕ

Между сечениями *II — II* и *III — III* (см. рис. 7) расположен вентилятор, сообщающий потоку дополнительное полное давление P_v.

Уравнение Бернулли будет иметь следующий вид:

$$P_{ст\,II} + \Delta P_{дII} + P_v = P_{ст\,III} + \Delta P_{дIII}\ .$$

[1] Если между вентилятором и диффузором имеется участок нагнетательного воздуховода, то отрицательное статическое давление возникнет не в сечении выходного отверстия вентилятора, а на этом участке.

Отсюда

$$P_v = (P_{стIII} + \Delta P_{дIII}) - (P_{стII} + \Delta P_{дII}) = P_{п\,III} - P_{пII},$$

т. е. полное давление, создаваемое вентилятором, равно разности полного давления после вентилятора и полного давления до него, или, если отсчитывать от барометрического давления, полное давление вентилятора будет равно сумме абсолютных значений полных давлений до и после вентилятора:

$$P_v = |\Delta P_{пII}| + |\Delta P_{пIII}|.$$

Статическим давлением вентилятора у нас в стране принято называть разность между полным давлением вентилятора и его динамическим давлением на выходе (см. рис. 7):

$$P_{sv} = P_v - \rho v^2/2;$$

здесь v — средняя скорость на выходе из вентилятора, подсчитанная по его подаче и площади его выходного сечения.

В ряде других стран статическим давлением вентилятора называют разность между статическим давлением до и после вентилятора (см. рис. 7):

$$P'_{sv} = P_{ст\,III} - P_{ст\,II}.$$

Статическое давление, принятое за границей, больше статического давления, принятого в СССР, на значение динамического давления в воздуховоде перед вентилятором, т. е.

$$P'_{sv} = P_{sv} + \rho v_1^2/2,$$

где v_1 — средняя скорость воздуха в воздуховоде перед вентилятором.

Когда отсутствует всасывающая сеть и воздух засасывается вентилятором непосредственно из окружающей среды (свободный вход), скорость $v_1 = 0$ и $P_{sv} = P'_{sv}$.

Динамическим давлением вентилятора, в отличие от принятого у нас $P_{dv} = P_v - P_{sv}$, в ряде стран называется разность динамических давлений после и до вентилятора:

$$P'_{dv} = P_{дIII} - P_{дII}.$$

5. ПОНЯТИЕ ОБ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ, СХЕМЕ И ТИПЕ ВЕНТИЛЯТОРА

Вентилятор, перемещая по сети воздуховодов определенный объем воздуха, преодолевает сопротивление этой сети своим давлением. Поэтому для правильного выбора вентилятора необходимо знать его аэродинамические свойства, а именно, какие давление и подачу он способен обеспечить.

Ранее было показано, что создаваемое вентилятором теоретическое давление, согласно уравнению Эйлера (2), определяется ки-

нематикой потока, т. е. диаграммой скорости на лопатке. Но значение давления меняется также и при колебаниях расхода воздуха.

Зависимость давления от подачи воздуха у вентилятора $P = f(Q)$ легко выявить, если произвести небольшое преобразование уравнения Эйлера.

Из диаграммы скоростей (см. рис. 6) имеем:

$$c_{2u} = u_2 + w_2 \cos(180° - \beta_2),$$

и уравнение Эйлера принимает вид:

$$P_т = \rho u_2 [u_2 + w_2 \cos(180° - \beta_2)] =$$
$$= \rho u_2^2 + \rho u_2 w_2 \cos(180° - \beta_2).$$

Это уравнение не имеет практического значения, но позволяет судить о характере кривой давления вентилятора.

Значения ρ, u_2, β_2 постоянны для вентилятора при установленной частоте вращения колеса и при одной и той же среде. Относительную скорость w_2, согласно теории аэродинамики вентилятора, с большой степенью приближения можно принять пропорциональной объему протекающего воздуха.

Поэтому геометрическая зависимость теоретического давления $P_т$ от подачи воздуха Q представляет собой прямую линию, причем в графике с координатами $Q - P_т$ эта прямая должна брать свое начало не от нуля, а от точки на ординате $P_т$, отстоящей от абсциссы Q на отрезок, по величине соответствующий ρu_2^2.

Направление этой прямой в координатах $Q - P_т$ будет зависеть от формы лопаток колеса. Так, у вентиляторов с лопатками, загну-

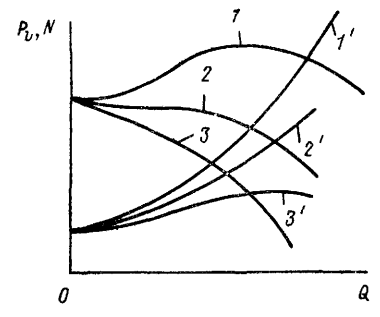


Рис. 9. Характерные кривые давления и расходуемой мощности у радиальных вентиляторов

1, 1' — соответственно кривые давления и потребляемой мощности у вентилятора с лопатками, загнутыми вперед; *2, 2'* — то же, с лопатками радиально оканчивающимися, *3, 3'* — то же, с лопатками, загнутыми назад

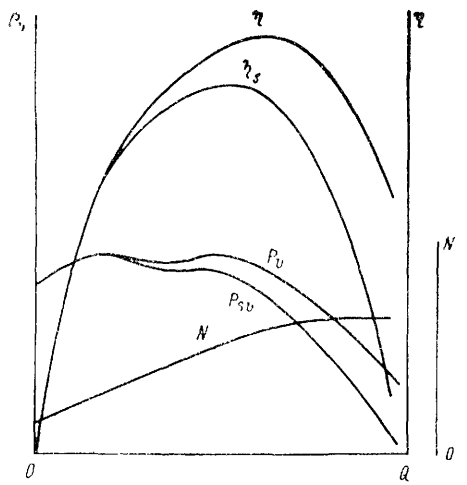


Рис. 10. Типичная аэродинамическая характеристика радиального вентилятора при определенной частоте вращения

тыми вперед, с увеличением расхода воздуха w_2 увеличивается, $\cos(180^\circ - \beta_2)$ имеет положительное значение, теоретическое давление растет, и прямая линия поднимается вверх. У вентиляторов с лопатками радиально оканчивающимися эта прямая параллельна оси абсцисс и у вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, падает с увеличением Q.

Фактические же линии давления, в связи с потерями давления в колесе, видоизменяют свою форму, превращаются в кривые, между которыми остается указанное выше отличие, свойственное различным формам лопаток. Типичные кривые давления и расходуемой мощности радиальных вентиляторов с лопатками указанных трех видов представлены на рис. 9.

Форма лопаток у колеса радиального вентилятора существенно влияет на характер кривой давления $P_v = f(Q)$. У вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, при увеличении подачи воздуха давление (кривая *1*) вначале увеличивается, а потом незначительно снижается; у вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, с увеличением подачи давление падает значительно резче (кривая *3*) и, наконец, вентилятор с лопатками радиально оканчивающимися занимает в этом отношении промежуточное положение (кривая *2*). Таким же образом отличаются друг от друга и кривые расходуемой мощности у вентиляторов с различными лопатками (см. рис. 9).

Кроме того, от вида лопаток зависит и к. п. д. радиальных вентиляторов: вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед, уступают по значению к. п. д. вентиляторам с лопатками, загнутыми назад. Это объясняется тем, что у первых наблюдаются бо́льшие потери давления в межлопаточных каналах из-за изменения направления потока и еще бо́льшие гидравлические потери давления на выходе из колеса из-за больших абсолютных скоростей. Вентиляторы с лопатками радиально оканчивающимися занимают и в этом отношении промежуточное положение.

Полная аэродинамическая характеристика радиального вентилятора (рис. 10) представляет собой совокупность кривых (полного давления P_v, статического давления P_{sv} или динамического давления P_{dv}, расходуемой вентилятором мощности N, полного к. п. д. η и статического к. п. д. η_s) как функцию от подачи Q при определенных диаметре колеса, частоте вращения и плотности перемещаемой среды.

Аэродинамические характеристики вентиляторов определяются при их аэродинамическом испытании на стендах; расход воздуха на этих стендах изменяют путем дросселирования.

Почти во всех вентиляционных системах вентилятор, подавая в сеть какой-то объем воздуха при определенном давлении, работает в пределах своей характеристики, построенной в сетке положительных значений Q и P_v (I квадрант). Подача воздуха может иметь и отрицательное значение, когда воздух протекает через вентилятор в обратном направлении. Такое положение может создаться в том

случае, если давление на выходе из вентилятора больше давления, создаваемого вентилятором (последний является в этом случае сопротивлением).

Если давление на входе в вентилятор больше, чем на выходе, воздух движется в нормальном направлении (положительное значение), но с отрицательным давлением. Воздух движется через вентилятор вследствие более высокого давления воздуха перед ним (вентилятор работает как турбина).

Для этих случаев характеристика вентилятора должна строиться также во II и IV квадрантах.

Как было сказано ранее, треугольники скоростей определяют кинематику потока в колесе вентилятора и его аэродинамические свойства. В свою очередь, треугольники скоростей определяются, в частности, геометрической формой лопаток.

Однако аэродинамические свойства вентилятора зависят не только от формы лопаток, но и от других геометрических факторов проточной части вентилятора (колеса и внутреннего пространства корпуса). При этом важны не абсолютные размеры, а их соотношения между собой.

Геометрическую конфигурацию проточной части вентилятора с установленным числом лопаток и с размерами, находящимися в определенном соотношении друг с другом, принято называть **аэродинамической схемой вентилятора**, которая определяет в целом аэродинамическую характеристику.

Конкретная аэродинамическая характеристика (рис. 10) соответствует только тем вентиляторам, которые выполнены по определенной аэродинамической схеме с равным диаметром колеса, имеющего одинаковую частоту вращения. Вентиляторы одной и той же аэродинамической схемы, но с различными диаметрами и частотами вращения колеса имеют и разные аэродинамические характеристики.

Вентиляторы разных размеров, выполненные по одной аэродинамической схеме, принято относить к одному типу. Вентиляторы одного типа и одних размеров относятся к одному типоразмеру.

6. ВИДЫ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЕНТИЛЯТОРОВ

Аэродинамические характеристики вентиляторов можно разделить на два вида:

индивидуальные, характеризующие аэродинамические качества одного вентилятора определенного размера;

безразмерные, характеризующие аэродинамические качества вентиляторов одного типа (одной аэродинамической схемы), но разных размеров и с различной частотой вращения колеса.

Для вентиляторов, применяемых для вентиляции помещений, аэродинамические характеристики составляются для воздуха нормальных барометрических условий.

Индивидуальные аэродинамические характеристики составляются как для одного значения частоты вращения колеса, так и для всего практически применяемого диапазона частот. Строятся эти характеристики в координатах: по оси абсцисс откладываются значения производительности Q, м³/ч или м³/с, по оси ординат — давления P_v, Па или кПа, как установлено Международной системой единиц[1]. Индивидуальные характеристики вентиляторов, составленные для нескольких частот вращения колеса, встречаются в каталогах в виде графиков, построенных в линейном (рис. 11) и в логарифмическом (рис. 12) масштабе.

Характеристика, составленная для нескольких частот (см. рис. 11), внешне отличается от характеристики, составленной для одного значения частоты: вместо кривой P_{sv} дана кривая P_{dv}; отсутствует кривая η_s; вместо одной кривой полного к. п. д. дана совокупность идущих от центра координат параболических кривых, каждая из которых представляет собой местоположение одинаковых значений к. п. д. при различных частотах вращения; вместо одной кривой мощности дано семейство кривых.

В каталогах, выпущенных после 1965 г., а также в большинстве зарубежных материалов аэродинамические характеристики приведены в виде графиков, построенных в логарифмическом масштабе (см. рис. 12). На этих графиках не дается характеристика вентилятора во всем диапазоне его, возможной подачи, а приводится только практически рекомендуемая рабочая область, ограниченная с обеих сторон прямыми линиями достаточно еще высоких к. п. д., обычно не ниже 0,75 максимального к. п. д.

Некоторые аэродинамические характеристики осевых вентиляторов в последнее время стали выполнять с линиями равных значений к. п. д., нанесенными на тот же график, где представлены кривые давлений (рис. 13). Такие характеристики составляют, как правило, для осевых вентиляторов с поворотными лопастями. Эти вентиляторы имеют различные кривые к. п. д. в зависимости от угла поворота лопастей, и нанесение их всех на один график создает трудно читаемый материал.

Безразмерные аэродинамические характеристики имеют иное назначение. Они очень удобны для сравнения аэродинамических качеств вентиляторов различных типов и необходимы при проектировании и испытании вентиляторов.

Эти характеристики строятся в координатах, где откладываются не конкретные значения производительности, давления и мощности, а их коэффициенты: по оси абсцисс — коэффициенты производительности; по оси ординат—коэффициенты давления и мощности.

По рекомендации СЭВ, в нашей стране приняты обозначения и значения этих коэффициентов, отличающиеся от принятых в технической литературе до 1973 г. (табл. 2).

---

[1] Аэродинамические характеристики, опубликованные до 1974 г., имеют единицу давления кгс/м² по системе МКГСС.

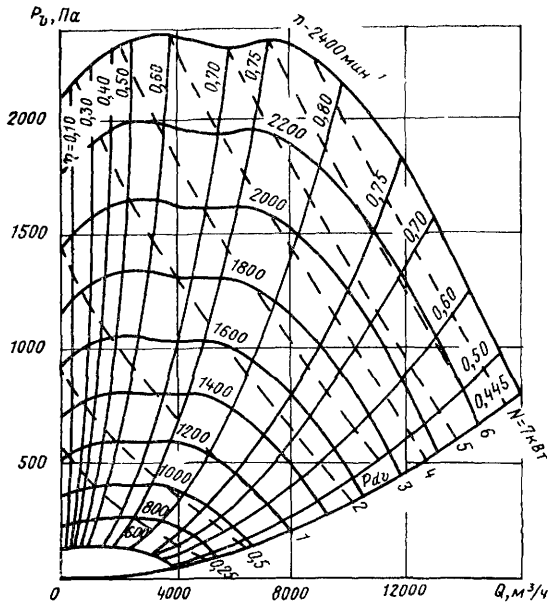


Рис. 11 Типичная аэродинамическая характеристика радиального вентилятора, построенная в линейном масштабе

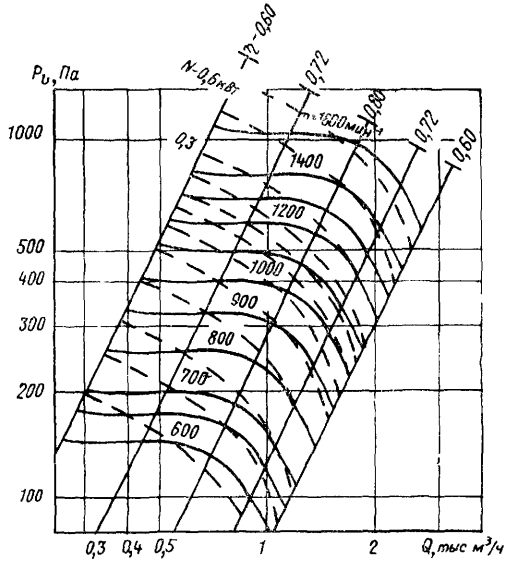
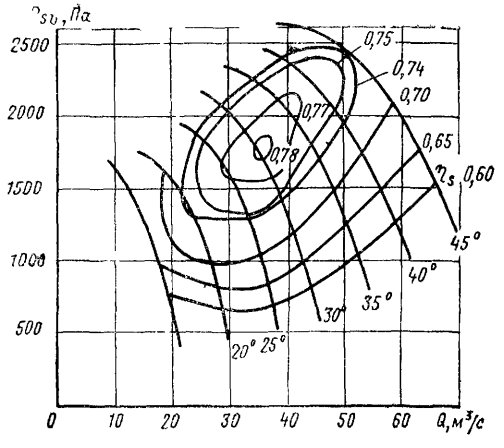


Рис. 12 Типичная аэродинамическая характеристика радиального вентилятора, построенная в логарифмическом масштабе

Рис 13 Типичная аэродинамическая характеристика осевого вентилятора с поворотными лопатками



Удобство пользования этими коэффициентами заключается в том, что для вентиляторов одной аэродинамической схемы, но разных размеров и с различными частотами вращения колеса эти коэффициенты являются величинами постоянными при работе вентилятора на одном и том же режиме; другими словами, эти коэффициенты характеризуют определенным образом тип и режим работы вентилятора.

Как правило, при проектировании систем вентиляции не приходится иметь дело с безразмерными аэродинамическими характеристиками, поскольку обычно выбор вентиляторов производится из серийно изготовляемых, на которые имеются разработанные ин-

Таблица 2

Коэффициент	Применяемое обозначение	
	до 1973 г	с 1973 г.
Давления	$\overline{H}=\frac{H}{\rho u^2}$; $\overline{H}_{ст}=\frac{H_{ст}}{\rho u^2}$; $\overline{H}_{д}=\frac{H_{д}}{\rho u^2}$	$\psi=\frac{2P_v}{\rho u^2}$; $\psi_s=\frac{2P_{sv}}{\rho u^2}$; $\psi_d=\frac{2P_{dv}}{\rho u^2}$
Мощности	$\overline{N}=\frac{102N}{\rho u^3 \pi D^2/4}$	$\lambda=\frac{204N}{\rho u^3 \pi D^2/4}$
Подачи	$\overline{Q}=\frac{Q}{u\pi D^2/4}$	$\varphi=\frac{Q}{u\pi D^2/4}$

Примечание. $\psi=2\overline{H}$; $\lambda=2\overline{N}$; $\varphi=\overline{Q}$.

дивидуальные характеристики. Но в некоторых случаях целесообразно применить вентилятор несерийного изготовления, и тогда может оказаться необходимым составление индивидуальной характеристики по безразмерной.

Пример 1. Составить индивидуальные аэродинамические характеристики центробежного вентилятора Ц4-76 № 5 по безразмерной аэродинамической характеристике этого вентилятора (рис. 14, *а*).

Решение. Ограничиваемся расчетом на частоту вращения 1500, 2000 и 2500 мин$^{-1}$, и характеристику составляем на сокращенную рабочую область вентилятора.

Выбираем расчетные точки *1* — *5* и выписываем для них значения η, φ и ψ (табл. 3).

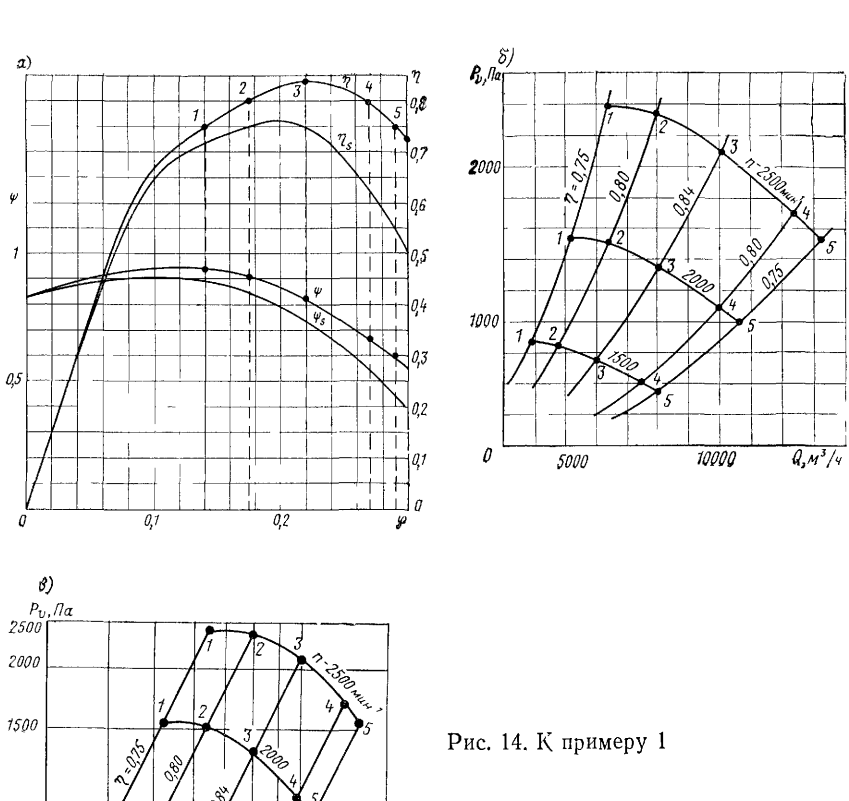


Рис. 14. К примеру 1

Таблица 3

Расчетная точка	η	φ	ψ
1	0,75	0,14	0,93
2	0,8	0,175	0,91
3	0,84	0,22	0,82
4	0,8	0,27	0,67
5	0,75	0,29	0,6

Фактические значения подачи воздуха, м³/ч, и полного давления, Па, определяем по формулам:

$$Q = 3600\varphi u \pi D^2/4;$$
$$P_v = \psi \rho u^2/2.$$

Результаты расчета вписываем в табл. 4.

Таблица 4

n, мин$^{-1}$	u, м/с	Q, м³/ч					P_v, Па				
		Расчетная точка									
		1	*2*	*3*	*4*	*5*	*1*	*2*	*3*	*4*	*5*
1500	39	3850	4800	6 000	7 400	8 000	870	850	760	610	560
2000	52	5150	6400	8 000	9 900	10 600	1550	1520	1350	1080	1000
2500	65	6400	8000	10 000	12 400	13 300	2400	2350	2100	1700	1530

По полученным результатам составляем индивидуальные аэродинамические характеристики, построенные в линейном (рис. 14, *б*) и логарифмическом (рис. 14, *в*) масштабе.

Аналогичным образом можно построить кривые полного давления для любой частоты вращения и любого диапазона рабочей области вентилятора, а также кривые статического давления и расходуемой мощности.

7. ЗАКОНЫ ПОДОБИЯ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Законы подобия (или пропорциональности) вентиляторов устанавливают изменение аэродинамических параметров вентилятора (подачи Q, давлений P_v, P_{sv}, P_{dv}, к. п. д. η и η_s, расходуемой вентилятором мощности N) при изменении частоты вращения колеса n, диаметра колеса D и плотности перемещаемой среды ρ.

Формулы пересчета указанных параметров имеют следующий вид:

$$n = \text{var}; \quad \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad \frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3; \tag{5}$$

$$D = \text{var}; \quad \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3; \quad \frac{P_{v2}}{p_{v1}} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2; \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5; \tag{6}$$

$$\rho = \text{var}; \quad \frac{Q_2}{Q_1} = 1; \quad \frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \frac{\rho_2}{\rho_1}; \quad \frac{N_2}{N_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1}. \tag{7}$$

Пересчет давлений P_{sv} и P_{dv} производится аналогично пересчету давления P_v. При этом $\eta_2 = \eta_1$.

На рис. 15 и 16 показано, как производится пересчет характеристики вентилятора.

На рис. 15 стрелки указывают, как перемещается условная точка A, соответствующая данным Q_1 и P_{v1} при увеличении частоты вращения в 1,2 раза, а затем и диаметра колеса в 1,2 раза.

При повышении частоты вращения в 1,2 раза получаем точку $Б$ (см. рис. 15) пересчетом:

$$Q_2 = Q_1 \frac{n_2}{n_1} = Q_1 \cdot 1{,}2;$$

$$P_{v2} = P_{v1} \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = P_{v\,1} \cdot 1{,}2^2.$$

Таким же образом пересчитываются и все остальные точки кривой P_{v1}, в результате чего получается новая кривая давления P_{v2}, для того же вентилятора, но с частотой вращения колеса, большей в 1,2 раза; кривые мощности строятся аналогичным образом по соответствующим формулам пересчета.

При увеличении в 1,2 раза диаметра колеса вентилятора получаем точку B пересчетом:

$$Q_3 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 = Q_1 \cdot 1{,}2^3;$$

$$P_{v3} = P_{v1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 = P_{v1} \cdot 1{,}2^2.$$

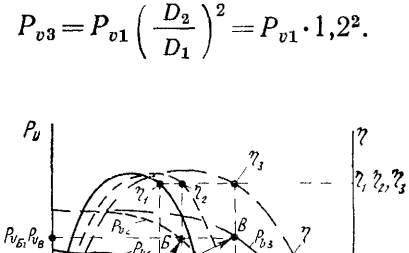


Рис. 15 Пересчет характеристики вентилятора при изменении частоты вращения и диаметра рабочего колеса

——— кривые давления и к п д вентилятора с колесом диаметром D_1 при частоте вращения n_1, — — — то же, с колесом диаметром D_1 при частоте вращения n_2=1,2 n_1, —•— то же, с колесом диаметром D_2 = 1,2 D_1 при частоте вращения n_1

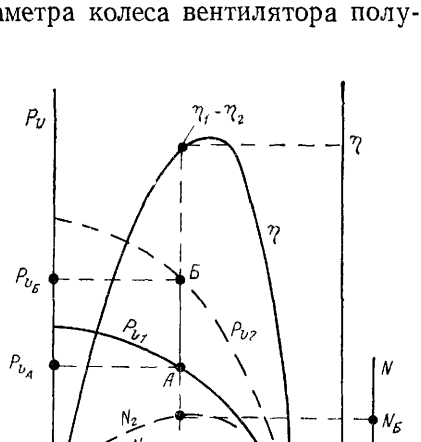


Рис. 16. Пересчет характеристики вентилятора при изменении плотности перемещаемой среды

——— кривые давления и к п д. вентилятора при плотности среды ρ_1; — — — то же, ρ_2=1,5 ρ_1

Согласно этим формулам, значения к. п. д. численно не изменяются, а кривая к. п. д. лишь передвигается соответствующим образом вправо.

На рис. 16 показан пересчет характеристики вентилятора при увеличении плотности перемещаемой среды в 1,5 раза.

Весьма полезно, по нашему мнению, несколько глубже рассмотреть подобие вентиляторов и пересчет характеристик и, в частности, уяснить, как изменяется кинематика протекающего через колесо потока при изменении частоты вращения вентилятора, диаметра колеса и плотности воздуха.

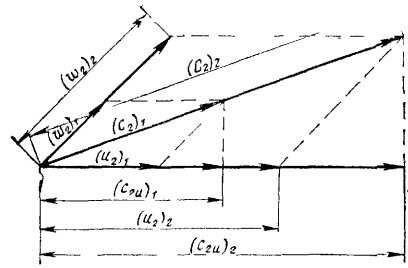


Рис 17 Треугольники скоростей при увеличении частоты вращения рабочего колеса и сохранении того же режима работы вентилятора

Воспользуемся снова диаграммой скоростей на выходе из колеса вентилятора (рис. 17).

Когда при изменении скорости колеса вентилятора u_2 абсолютные скорости потока c_2 не меняют своего направления, т. е. $(c_2)_1$ и $(c_2)_2$ совпадают по направлению, получаем полное подобие треугольников скоростей, в результате чего можно записать:

$$\frac{(w_2)_2}{(w_2)_1} = \frac{(u_2)_2}{(u_2)_1} = \frac{(c_{2u})_2}{(c_{2u})_1}.$$

Как было упомянуто, скорость w_2 может быть принята пропорциональной расходу воздуха Q, в этом случае имеем:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{(u_2)_2}{(u_2)_1} = \frac{n_2}{n_1}.$$

Поскольку $P_т = \rho\, u_2\, c_{2u}$, получим:

$$\frac{(P_т)_2}{(P_т)_1} = \frac{\rho\,(u_2)_2\,(c_{2u})_2}{\rho\,(u_2)_1\,(c_{2u})_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2.$$

Гидравлический к. п. д. вентилятора $\eta = P_v/P_т$; поэтому при $\eta_1 = \eta_2$

$$\frac{(P_т)_2}{(P_т)_1} = \frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$$

и

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{Q_2\,P_{v2}\,\eta_1}{Q_1\,P_{v1}\,\eta_2} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3.$$

В результате получены уже известные формулы (5) пересчета характеристик по частоте вращения.

Легко убедиться, что эти формулы справедливы только при условии подобия треугольников скоростей на выходе потока из колеса.

Из формулы (5) имеем:

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = \left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2; \quad P_{v2} = P_{v1}\left(\frac{Q_2}{Q_1}\right)^2,$$

следовательно, точки A и $Б$ (см. рис. 15) лежат на квадратичной параболе.

Таким образом, можно сделать вывод: **когда у одного и того же вентилятора изменение подачи пропорционально изменению частоты вращения, то изменение давления пропорционально квадрату изменения частоты вращения и подачи, а к. п. д. при этом остается прежним.** Это означает, что на графике с координатами Q — P_v изменение давления P_v одного и того же вентилятора при изменении частоты вращения происходит по параболе

$$P_v = kQ^2, \tag{8}$$

где k — постоянная параболы.

Эта парабола одновременно является кривой равных значений к. п. д.

Работу вентилятора с переменными частотой вращения, расходом и давлением при сохранении подобия треугольников скоростей (когда $Q_2/Q_1 = n_2/n_1$ и $\eta = \text{const}$) называют «работой на одном и том же режиме».

Нетрудно показать, что формулы (6) справедливы также только для случая работы на одном и том же режиме, т. е. при подобии треугольников скоростей.

Так, объемы воздуха пропорциональны произведениям скоростей на площадь сечения. Поскольку площади F_1 и F_2 относятся друг к другу как квадраты линейных размеров, имеем:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{w_2 F_2}{w_1 F_1} = \frac{w_2}{w_1}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2,$$

но $w_2/w_1 = u_2/u_1 = D_2/D_1$ только при подобии треугольников, следовательно $Q_2/Q_1 = (D_2/D_1)^3$.

Далее:

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \frac{(P_т)_2}{(P_т)_1} = \frac{\rho\,(u_2)_2\,(c_{2u})_2}{\rho\,(u_2)_1\,(c_{2u})_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2,$$

и опять только при подобии треугольников скоростей.

То же самое можно сказать и о формулах (7).

При изменении плотности воздуха отношение Q_2/Q_1 не меняется, так как подача выражена не в кг/ч, а в м³/ч, т. е. $Q_2/Q_1 = 1$.

Поскольку при одной и той же подаче частота вращения вентилятора и диаметр его колеса не изменяются, то $(u_2)_2 = (u_2)_1$; $(c_{2u})_2 = (c_{2u})_1$ при подобии треугольников скоростей и

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \frac{\rho_2}{\rho_1}.$$

При одновременном изменении частоты вращения колеса, его диаметра и плотности перемещаемой среды формулы пересчета примут вид:

$$\left.\begin{aligned} \frac{Q_2}{Q_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1}\right)\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3; \\ \frac{P_{v2}}{P_{v1}} &= \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2\frac{\rho_2}{\rho_1}; \\ \frac{N_2}{N_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5\frac{\rho_2}{\rho_1}. \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

Очень часто встречается необходимость увеличения подачи вентилятора при сохранении той же скорости за счет увеличения диаметра колеса.

Формулы пересчета характеристики при $\rho_2 = \rho_1$ примут в этом случае вид:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2; \quad \frac{P_{v2}}{P_{v1}} = 1; \quad \frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2. \qquad (10)$$

Эти формулы легко получить из формул (9), поскольку имеем:

$$u_2 = u_1 = \frac{\pi D_2 n_2}{60} = \frac{\pi D_1 n_1}{60};$$

откуда

$$\frac{D_2 n_2}{D_1 n_1} = 1.$$

Пример 2. Вентилятор, работая на какую-то сеть воздуховодов с частотой вращения $n_1 = 870$ мин$^{-1}$ обеспечивает $Q_1 = 6200$ м^3/ч при полном давлении $P_{v1} = 1300$ Па. Какие будут подача Q_2 и полное давление P_{v2} вентилятора, если увеличить его частоту вращения до $n_2 = 1150$ мин$^{-1}$?

Решение.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1}; \quad Q_2 = Q_1\frac{n_2}{n_1} = 6200\frac{1150}{870} \approx 8160 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2; \quad P_{v2} = P_{v1}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 = 1300\left(\frac{1150}{870}\right)^2 \approx 2250 \text{ Па}.$$

Пример 3. Вентилятор с колесом $D_1 = 400$ мм, работая на какую-то сеть воздуховодов с частотой вращения $n_1 = 1800$ мин$^{-1}$, обеспечивает $Q_1 = 3000$ м^3/ч при полном давлении $P_{v1} = 800$ Па. Какие будут подача Q_2 и полное давление P_{v2}, если в той же сети воздуховодов вместо указанного вентилятора будет работать вентилятор того же типа, но с колесом $D_2 = 500$ мм; частота вращения в одном случае неизменная, т. е. $n_2 = n_1 = 1800$ мин$^{-1}$, во втором случае $n_2 = 1600$ мин$^{-1}$, в третьем — колесо с $D_2 = 500$ мм имеет ту же скорость, что и колесо с $D_1 = 400$ мм, при $n_1 = 1800$ мин$^{-1}$.

Решение.

Случай I: $n_2 = 1800$ мин$^{-1}$.

$$\frac{Q^2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3; \quad Q_2 = Q_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 3000\left(\frac{500}{400}\right)^3 \approx 5700 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2; \quad P_{v2} = P_{v1}\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 800\left(\frac{500}{400}\right)^2 \approx 1240 \text{ Па}.$$

Случай II: $n_2 = 1600$ мин$^{-1}$.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3; \quad Q_2 = Q_1\left(\frac{n_2}{n_1}\right)\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 =$$

$$= 3000\left(\frac{1600}{1800}\right)\left(\frac{500}{400}\right)^3 \approx 5100 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2; \quad P_{v2} = P_{v1}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 =$$

$$= 800\left(\frac{1600}{1800}\right)^2\left(\frac{500}{400}\right)^2 \approx 960 \text{ Па}.$$

Случай III: $u_2 = u_1$.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2; \quad Q_2 = Q_1\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 3000\left(\frac{500}{400}\right)^2 \approx 4650 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = 1; \quad P_{v2} = P_{v1} = 800 \text{ Па}.$$

8. БЫСТРОХОДНОСТЬ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Для характеристики типа вентилятора, кроме коэффициентов подачи φ, давления ψ и мощности λ, очень важен еще один критерий — быстроходность вентилятора, определяемая по формуле[1]:

$$n_y = \frac{5{,}5n}{\sqrt{\frac{P_v}{Q}\sqrt{P_v}}} = \frac{138}{\sqrt{\frac{\psi}{\varphi}\sqrt{\psi}}}. \qquad (11)$$

Поскольку быстроходность определяется через Q и P_v, то очевидно, что в каждой точке аэродинамической характеристики вентилятор будет иметь свое значение быстроходности. Характерной принято считать быстроходность, соответствующую максимальному к. п. д.

Быстроходность вполне определенно характеризует область применения вентилятора по режиму работы, так как дает соотношение

[1] При давлениях в кгс/м^2 и коэффициентах $\overline{H}$ быстроходность

$$n_y = \frac{n}{\sqrt{\frac{P_v}{Q}\sqrt{P_v}}} = \frac{82}{\sqrt{\frac{\overline{H}}{Q}\sqrt{\overline{H}}}}.$$

между подачей, давлением и частотой вращения или между коэффициентами подачи и давления.

Из уравнения (11) следует, что чем больше отношение давления к подаче, тем меньшей будет быстроходность.

Ориентировочная градация вентиляторов по быстроходности и области их применения приведена в табл. 5.

Таблица 5

Вентиляторы	Быстроходность
Радиальные одноступенчатые и двухступенчатые с очень узким колесом для давлений 12 000—15 000 Па	6—12
Радиальные одноступенчатые с колесом небольшой ширины для давлений 10 000—12 000 Па	12—30
Радиальные односторонние с лопатками, загнутыми назад, для давлений до 2500—3000 Па	40—60
То же, с лопатками, загнутыми назад, для давлений до 2000 Па	60—80
Радиальные двусторонние вентиляторы	90—110
Осевые вентиляторы с листовыми сильно кручеными лопатками и со спрямляющим аппаратом для давлений до 1000 Па	150—200
Осевые вентиляторы с листовыми сильно кручеными лопатками для давлений до 600 Па	200—250
Осевые вентиляторы с листовыми лопатками для давлений до 300 Па, с профильными лопатками для давлений до 1000 Па	300—400

По ГОСТ 5976—73 в обозначении радиальных вентиляторов последние две цифры представляют собой величину быстроходности, что позволяет сразу же определить примерную область работы вентилятора.

Быстроходность в значительной степени облегчает выбор необходимого по заданию типа вентилятора.

Пример 4. Требуется подобрать вентилятор на $Q = 3$ м^3/с, $P_v = 5000$ Па при частоте вращения $n_1 = 1450$ мин$^{-1}$ и $n_2 = 2900$ мин$^{-1}$.

Решение. По формуле (11)

$$n_y = \frac{5{,}5n_1}{\sqrt{\frac{P_v}{Q}}\sqrt{P_v}} = \frac{5{,}5 \cdot 1450}{\sqrt{\frac{5000}{3}}\sqrt{5000}} \approx 23{,}8.$$

Наиболее близкими по быстроходности являются вентиляторы Ц7-22 и Ц5-25; из них и следует сделать окончательный выбор по их индивидуальным аэродинамическим характеристикам.

При скорости вращения 2900 мин$^{-1}$ быстроходность $n_y = 47{,}6$. Наиболее подходящим в данном случае будет вентилятор Ц13-50.

Глава III. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА В СЕТИ

1. ПОЛНОЕ ДАВЛЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРА, РАБОТАЮЩЕГО В СЕТИ

Предположим, что вентилятор засасывает воздух из какого-то резервуара настолько большой величины, что статическое давление в нем $P_{\text{о.вс}}$ (давление объема всасывания) можно считать все время постоянным, затем перемещает этот воздух по всасывающему участку сети воздуховодов и через нагнетательный участок выбрасывает его во второй резервуар, давление в котором $P_{\text{о.нг}}$ (давление объема нагнетания) также является неизменным и притом отличным от $P_{\text{о.вс}}$ (рис. 18).

Составим уравнения Бернулли между соответствующими сечениями.

Между сечениями $I - I$ и $II - II$:

$$P_{\text{о.вс}} + \rho v_I^2/2 = P_{\text{ст}II} + \rho v_{II}^2/2 + \Delta P'_{\text{вс}},$$

где $\Delta P'_{\text{вс}}$ — потери давления во всасывающем участке воздуховода.

Полное давление в сечении $II - II$ будет:

$$P_{II} = P_{\text{ст}II} + \rho v_{II}^2/2 = P_{\text{о.вс}} + \rho v_I^2/2 - \Delta P'_{\text{вс}} = P_{\text{о.вс}} - \Delta P'_{\text{вс}},$$

так как $v_I = 0$.

Между сечениями $III - III$ и $IV - IV$:

$$P_{III} = P_{\text{ст}III} + \rho v_{III}^2/2 = P_{\text{о.нг}} + \rho v_{IV}^2/2 + \Delta P'_{\text{нг}},$$

где $\rho v_{IV}^2/2 = P_{\text{д.с}}$ — динамическое давление воздуха на выходе из сети.

Таким образом, полное давление, развиваемое вентилятором,

$$P_v = P_{III} - P_{II} = (P_{\text{о.нг}} - P_{\text{о.вс}}) + (\Delta P'_{\text{вс}} + \Delta P'_{\text{нг}}) + P_{\text{д.с}}.$$

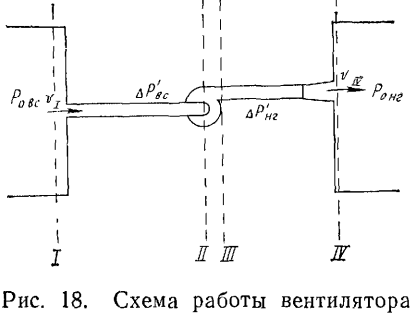


Рис. 18. Схема работы вентилятора в сети

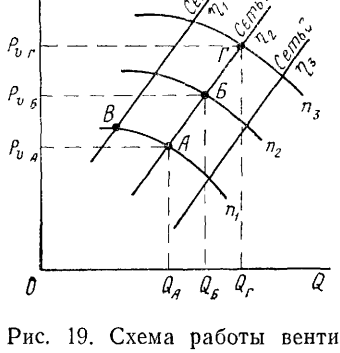


Рис. 19. Схема работы вентилятора на разные вентиляционные сети

Полное давление вентилятора расходуется на покрытие разности давлений в объемах нагнетания и всасывания, на преодоление потерь в сети воздуховодов и на создание динамического давления воздуха на выходе из сети воздуховодов (но не вентилятора).

В обычных вентиляционных системах, где давления в объемах всасывания и нагнетания одинаковы и соответствуют барометрическому, последнее уравнение упрощается и принимает вид:

$$P_v = \Delta P'_с + P_{д.с}, \qquad (12)$$

где $\Delta P'_с = \Delta P'_{вс} + \Delta P'_{нг}$ — общее сопротивление сети воздуховодов, т. е. полное давление вентилятора, работающего в вентиляционной сети, расходуется на преодоление сопротивления этой сети и создание динамического давления воздуха на выходе из нее.

Пример 5. Подобрать вентилятор для подачи воздуха $Q = 20\,000$ м³/ч из резервуара с постоянным давлением $P_{о.вс} = 1000$ Па в резервуар с постоянным давлением $P_{о.нг} = 1500$ Па через сеть воздуховодов, сопротивление которых при данном расходе воздуха составляет $\Delta P'_с = 700$ Па; площадь сечения выхода из нагнетательного воздуховода в резервуар, куда нагнетается воздух, $F = 0{,}9 \times 0{,}9 = 0{,}81$ м².

Решение. Скорость выхода воздуха из нагнетательного воздуховода

$$v = \frac{Q}{3600F} = \frac{20\,000}{3600 \cdot 0{,}81} \approx 6{,}9 \text{ м/с}.$$

Динамическое давление в этом сечении

$$P_{д.с} = \rho v^2/2 = 1{,}2 \cdot 6{,}9^2/2 = 28{,}5 \approx 30 \text{ Па}.$$

Вентилятор должен создавать давление

$$P_v = (P_{о.нг} - P_{о.вс}) + \Delta P'_с + P_{д.с} = (1500 - 1000) + 700 + 30 = 1230 \text{ Па}.$$

Выбираем вентилятор Ц4-70 № 8 при $n = 1150$ мин$^{-1}$.

Если оба резервуара открыть, давление в них будет барометрическим, и вентилятор должен обеспечить давление

$$P_v = \Delta P'_с + P_{д.с} = 700 + 30 = 730 \text{ Па}.$$

Можно выбрать тот же вентилятор, но при $n = 960$ мин$^{-1}$.

В соответствии с характеристикой вентилятор способен подавать различные объемы воздуха в пределах диапазона его кривой давления. Фактические производительность, давление, потребляемая мощность и к. п. д. вентилятора, работающего в сети, соответствуют точке пересечения кривой полного давления вентилятора с характеристикой этой сети; эту точку принято называть рабочей точкой.

Характеристикой сети называется графически выраженная функциональная зависимость между расходом воздуха, перемещаемого через эту сеть, и величиной ее сопротивления этому перемещению.

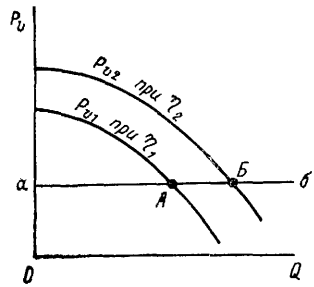


Рис 20 Схема работы вентилятора на сеть при подаче воздуха в резервуар большого объема
аб — характеристика сети

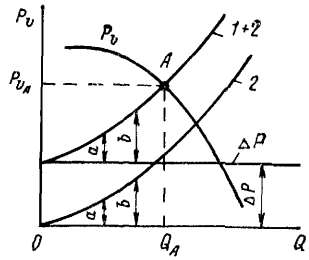


Рис 21 Схема работы вентилятора на сеть при перепаде давлений

Сопротивление или, как его часто называют, потеря давления обычной вентиляционной сети воздуховодов определяется уравнением

$$\Delta P_c' = \lambda l \frac{\Pi}{f} \rho \frac{v^2}{2} + \Sigma \xi \rho \frac{v^2}{2}.$$

Нетрудно заметить, что для одной и той же сети воздуховодов все величины в этом уравнении, кроме скорости v, являются постоянными, и поэтому можно написать:

$$\Delta P_c' = kQ^2.$$

Характеристика сети или, как ее иногда называют, кривая сети в координатах $Q - P_v$ является квадратичной параболой Но такой же параболой является и кривая равных значений к. п.д вентилятора [см. уравнение (8)].

Таким образом, на графиках с характеристикой вентилятора в координатах $Q - P_v$ линии к. п. д. (в виде квадратичных парабол при линейном масштабе координат) или в виде прямых при логарифмическом масштабе координат совпадают с линиями характеристики обычной вентиляционной сети (кривыми сети). Например, на рис. 19 рабочая точка вентилятора при изменении частоты вращения с n_1 на n_2 перемещается из точки A в точку $Б$ при одной и той же величине к. п. д., поскольку линии к. п. д. являются здесь также и линиями характеристики сети.

Следовательно, работа вентилятора в сети зависит не только от возможностей самого вентилятора, но также и от свойств сети, на которую он работает.

Вентилятор с частотой вращения n_1 на сетях различного сопротивления, например сети *1* и *2* (см. рис. 19), будет подавать разные объемы воздуха и создавать различные давления (соответственно точки B и A).

Если вентилятор можно использовать только на двух конкретных частотах вращения n_1 и n_3, то он, работая на сеть 2, будет обеспечивать подачу или Q_A при P_{vA} (рабочая точка A), или $Q_Г$ при $P_{vГ}$ (рабочая точка $Г$).

При работе вентилятора на сеть непараболического характера перемещение рабочей точки при изменении частоты вращения вентилятора будет идти не по параболе.

Например, при подаче воздуха в резервуар большого объема, где давление практически остается постоянным, при изменении частоты вращения вентилятора рабочая точка переместится по прямой, параллельной оси абсцисс, например из точки A в точку $Б$ (рис. 20).

При перепаде давления между объемами всасывания и нагнетания работа вентилятора на сеть графически выразится так, как показано на рис. 21. Перепад давлений между указанными объемами $P_{о.нг} - P_{о.вс}$ обозначим через ΔP; кривая равных перепадов давлений представлена в виде прямой *1*; кривая *2* представляет собой сумму потерь в сети всасывания, нагнетания и динамического давления на выходе из сети, т. е. $(\Delta P'_{вс} + \Delta P'_{нг}) + P_{д.с}$; кривая $1 + 2$ — суммарную характеристику сети и разницы в давлениях нагнетания и всасывания, а точка A является рабочей точкой вентилятора.

2. СТАТИЧЕСКОЕ ДАВЛЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРА, РАБОТАЮЩЕГО В СЕТИ

Рассмотрим, на что расходуется статическое давление вентилятора, работающего в сети при отсутствии в ней объемов всасывания и нагнетания.

Известно, что

$$P_v = P_{sv} + P_{dv}.$$

С другой стороны, известно также, что

$$P_v = \Delta P'_с + P_{д.с}.$$

Следовательно,

$$\Delta P'_с + P_{д.с} = P_{sv} + P_{dv}.$$

Получаем выражение для статического давления вентилятора:

$$P_{sv} = \Delta P'_с - (P_{dv} - P_{д.с}). \qquad (13)$$

Таким образом, статическое давление вентилятора, работающего в вентиляционной сети, расходуется на преодоление сопротивления сети за вычетом разности между динамическим давлением на выходе воздуха из вентилятора и динамическим давлением на выходе воздуха из сети.

Из уравнения (13) следует, что можно по-разному использовать статическое и динамическое давления вентилятора. Если площади

сечения выходов из вентилятора и из сети равны, то $P_{dv} = P_{д\,с}$ и $P_{sv} = \Delta P'_с$, т. е. статическое давление вентилятора полностью расходуется на преодоление потерь в сети, а его динамическое давление равно динамическому давлению на выходе из сети. Если же площадь сечения выхода из сети сделать больше площади сечения выхода из вентилятора, что достигается установкой диффузора, то часть динамического давления вентилятора можно использовать дополнительно на преодоление потерь в сети. В последнем случае вентилятор при одном и том же полном давлении может преодолеть большее сопротивление сети; необходимо только учитывать, что в сопротивление сети должно войти и сопротивление самого диффузора.

Роль статического давления вентилятора довольно значительна и при принятом в настоящее время способе подбора вентилятора по полному давлению об этом забывать не следует. Особенно большое значение это имеет при расчете вентиляционной сети, состоящей только из всасывающей ветви: подсчитывать сопротивление всасывающей ветви и по этой величине подбирать вентилятор, забывая о динамическом давлении на выходе из вентилятора, которое, кстати говоря, может быть весьма значительным, недопустимо.

Для подсчета динамического давления осевого вентилятора скорость следует считать по ометаемой площади, равной площади обечайки минус площадь втулки колеса вентилятора. Если диаметр втулки колеса в каталогах не указан, рекомендуется принимать его равным 50—60% диаметра колеса.

При наличии нагнетательной сети динамическое давление всегда учитывается, и поэтому роль статического давления просто не проявляется в явном виде. Если же вентиляционная система смонтирована без соответствия с ее расчетом, то значение статического давления вентилятора сразу обнаружится.

Пример 6. Вариант I. Вентилятор № 12,5 должен иметь подачу $Q = 60\,000$ м³/ч воздуха; потеря давления в сети $\Delta P'_с = 1000$ Па; площадь сечения выхода из сети равна площади сечения выхода из вентилятора: $F = 0{,}88 \cdot 0{,}88 = 0{,}77$ м².

Решение. Полное давление, создаваемое вентилятором, $P_v = \Delta P'_с + P_{д.с}$.

Для определения динамического давления вычислим скорость воздуха, вытекающего из сети:

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{60\,000}{3600 \cdot 0{,}77} = 21{,}5 \text{ м/с};$$

$$P_{д.с} = P_{dv} = \rho v^2/2 = 1{,}2 \cdot 21{,}5^2/2 = 280 \text{ Па}.$$

Следовательно,

$$P_v = 1000 + 280 = 1280 \text{ Па}.$$

Вентилятор должен иметь частоту вращения 800 мин$^{-1}$.

Вариант II. Предположим, что появилась необходимость включить в сеть дополнительное сопротивление с потерей давления 70 Па, т. е. сопротивление сети становится равным 1070 Па. Как осуществить это, не меняя вентилятора и частоты его вращения?

Решение. Полное давление, создаваемое вентилятором, остается прежним — 1280 Па. Потерю давления в диффузоре принимаем: $\Delta P'_д = 30$ Па. Динамическое давление воздуха на выходе из сети

$$P_{д.с} = P_v - \Delta P'_с - \Delta P'_д = 1280 - 1070 - 30 = 180 \text{ Па}.$$

Такое динамическое давление может быть получено только при скорости

$$v_1 = \sqrt{2P_{д.с}/\rho} = \sqrt{2 \cdot 180/1{,}2} = 17{,}4 \text{ м/с}.$$

Площадь сечения выхода из сети (диффузора) должна быть:

$$F_1 = \frac{Q}{v_1} = \frac{60\,000}{3600 \cdot 17{,}4} \approx 0{,}98 \text{ м}^2.$$

Таким образом, установка диффузора с площадью сечения выхода 0,98 м^2 позволяет вентилятору преодолеть повышенное сопротивление сети.

Вариант III. Допустим, что при монтаже вентиляционной системы по варианту II допущена ошибка — не поставлен диффузор.

Решение. Динамическое давление на выходе из сети будет равно динамическому давлению вентилятора:

$$P_{д.с} = P_{dv} = 280 \text{ Па}.$$

Полное давление, создаваемое вентилятором,

$$P_v = \Delta P'_с + P_{д.с} = 1070 + 280 = 1350 \text{ Па}.$$

Давления выбранного вентилятора при частоте вращения 800 мин$^{-1}$ не достаточно.

3. НЕКОТОРЫЕ ХАРАКТЕРНЫЕ СЛУЧАИ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТИ

Для более ясного и правильного представления об особенностях работы вентиляторов в сети весьма полезно рассмотреть некоторые характерные случаи такой работы и для сравнения — работу вентилятора без сети.

Пример 7. Вентилятор работает без сети. Рассматриваем три случая: без диффузора, с диффузором, общая потеря давлений в котором меньше динамического давления вентилятора, и с диффузором, общая потеря давлений в котором больше динамического давления вентилятора. Динамическое давление вентилятора $P_{dv} = 150$ Па.

Нас интересует, как влияют указанные различия на значение полного давления вентилятора, поскольку последнее является одним из двух главных факторов, по которым выбираются вентилятор и условия его работы.

I. Вентилятор без диффузора. Поскольку вентилятор работает без сети воздуховодов и без диффузора, уравнение (12) примет вид: $P^{I}_v = P^{I}_{dv} = 150$ Па*; статическое давление $P^{I}_{sv} = 0$; режим вентилятора соответствует рабочей точке A на характеристике вентилятора (рис. 22). На эпюре давлений с линией барометрического давления $a\,б$ полное давление изображено столбиком P^{I}_v**.

---

* Верхний индекс в обозначении P показывает, к какому случаю относится расчет.

** Масштаб во внимание не принимается, поскольку нас интересуют не конкретные цифровые результаты, а общий принцип.

II. Вентилятор с диффузором, общие потери давления в котором меньше динамического давления на выходе из вентилятора ($\Delta P'_{д\ общ} < P_{dv}$). Принимаем потерю давления в диффузоре $\Delta P'_д = 30$ Па, динамическое давление на выходе из диффузора $P^{II}_{д\,д} = 50$ Па, а динамическое давление на выходе из вентилятора, как и ранее, $P^{II}_{dv} = 150$ Па. Определяем статическое давление на выходе из вентилятора по уравнению (4)*:

$$P^{II}_{ст} = P^{II}_{д\,д} + \Delta P'_д - P^{II}_{dv} = 50 + 30 - 150 = -70 \text{ Па}.$$

Полное давление вычисляем по уравнению (12)

$$P^{II}_v = \Delta P'_д + P^{II}_{д\,д} = 30 + 50 = 80 \text{ Па}.$$

То же получим, определяя полное давление из формулы

$$P^{II}_v = P^{II}_{ст} + P^{II}_{dv} = -70 + 150 = 80 \text{ Па}.$$

При отсутствии всасывающего воздуховода $P^{II}_{ст} = P^{II}_{sv}$.

На эпюре эти давления изображены столбиками (см. рис. 22); на характеристике режим работы вентилятора соответствует рабочей точке *Б*. Подача вентилятора увеличивается по сравнению с первым случаем, когда диффузор отсутствует, и возможно увеличение потребляемой мощности.

Для того чтобы вентилятор с таким диффузором подавал тот же объем воздуха, что и вентилятор без диффузора, нужно чтобы его рабочей точкой была точка *В*. Это возможно, если дать ему меньшую частоту вращения, чем частота вращения вентилятора без диффузора.

III. Вентилятор с диффузором, общая потеря давления в котором больше динамического давления на выходе из вентилятора ($\Delta P'_{д\ общ.} > P_{dv}$). Принимаем:

$$\Delta P'_д = 200 \text{ Па}; \quad P^{III}_{д\,д} = 50 \text{ Па}; \quad P^{III}_{dv} = 150 \text{ Па}.$$

Статическое давление вентилятора

$$P^{III}_{sv} = P^{III}_{д\,д} + \Delta P'_д - P^{III}_{dv} = 50 + 200 - 150 = 100 \text{ Па}.$$

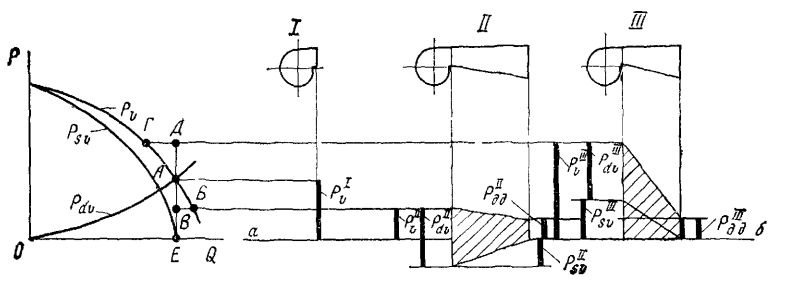


Рис. 22 Характеристика и эпюры давлений вентилятора, работающего без сети воздуховодов (к примеру 7)

I — без диффузора, *II* — с диффузором при $\Delta P'_{д\ общ} < P_{dv}$, *III* — то же, при $\Delta P'_{д\ общ} > P_{dv}$

* Здесь и далее для упрощения буква Δ в формулах опускается, за исключением обозначения потерь давления.

Полное давление

$$P_v^{III} = \Delta P_д' + P_{д.д}^{III} = 200 + 50 = 250 \text{ Па}.$$

На характеристике режим работы вентилятора соответствует рабочей точке *Г*. В этом случае подача вентилятора уменьшается по сравнению с подачей вентилятора без диффузора.

Для получения одной и той же подачи вентилятор с диффузором, у которого общая потеря давления больше его динамического давления, должен иметь бо́льшую частоту вращения, чем вентилятор без диффузора (рабочая точка *Д*).

Пример 8. Вентилятор работает только на всасывающую сеть. Потеря давления в сети $\Delta P_{вс}' = 200$ Па; динамическое давление вентилятора $P_{dv} = 150$ Па (рис. 23).

I. Вентилятор без диффузора. Согласно уравнению (12) полное давление вентилятора

$$P_v^I = \Delta P_{вс}' + P_{dv}^I = 200 + 150 = 350 \text{ Па},$$

так как в данном случае $P_{д.с}^I = P_{dv}^I$.

Режим работы вентилятора на характеристике определяется точкой *А*, а полное давление — участком *АЕ*.

II. Вентилятор с диффузором. Принимаем динамическое давление на выходе из диффузора $P_{д.д}^{II} = 50$ Па, потеря давления в нем $\Delta P_д' = 30$ Па.

По формуле (4) определяем статическое давление на выходе из вентилятора:

$$P_{ст}^{II} = P_{д.д}^{II} + \Delta P_д' - P_{dv}^{II} = 50 + 30 - 150 = -70 \text{ Па}.$$

Полное давление определяем по формуле (12):

$$P_v^{II} = \Delta P_{вс}' + \Delta P_д' + P_{д.д}^{II} = 200 + 30 + 50 = 280 \text{ Па}.$$

Статическое давление вентилятора

$$P_{sv}^{II} = P_v^{II} - P_{dv}^{II} = 280 - 150 = 130 \text{ Па}.$$

Проведенный расчет позволяет сделать вывод, что вследствие применения диффузора режим работы вентилятора изменится (рабочей будет точка *Б* вместо точки *А*), требуемое полное давление получится меньшим, чем у вен-

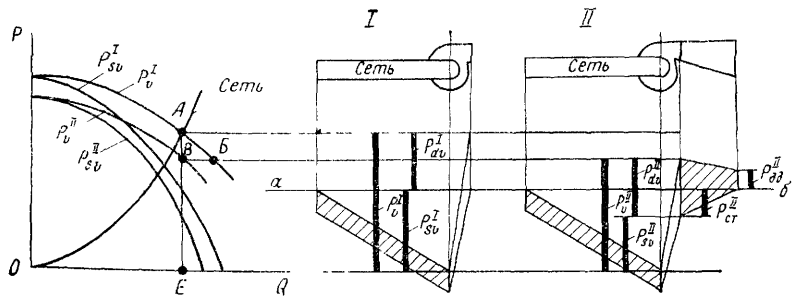


Рис. 23. Характеристика и эпюры давлений вентилятора, работающего только на всасывающую сеть (к примеру 8)
I — без диффузора; *II* — с диффузором

тилятора без диффузора ($P_v^{II} = 280$ Па, а $P_v^{I} = 350$ Па), но одновременно увеличится подача.

Аналогичную картину дает и эпюра давлений. Следовательно, можно принять меньшую частоту вращения вентилятора с кривой давления P_v^{II}.

Если же к вентилятору, работа которого рассчитана на преодоление сопротивления сети без диффузора, присоединить диффузор, не изменяя при этом частоту вращения вентилятора, то его рабочей точкой будет точка *Б*, расход воздуха увеличится и может вызвать повышение потребляемой мощности.

Пример 9. Вентилятор работает только на нагнетательную сеть сопротивлением $\Delta P'_{нг} = 200$ Па; динамическое давление вентилятора $P_{dv} = 150$ Па (рис. 24).

I. Вентилятор без диффузора.

$$P_v^{I} = \Delta P'_{нг} + P_{dv}^{I} = 200 + 150 = 350 \text{ Па};$$

$$P_{sv}^{I} = P_v^{I} - P_{dv}^{I} = 350 - 150 = 200 \text{ Па}.$$

Режим соответствует рабочей точке *А*.

Далее рассмотрим дополнительно два случая работы вентилятора с диффузором.

Принимаем $P_{д.д} = 50$ Па; $\Delta P'_{д} = 30$ Па; сопротивления участков с постоянным по длине сечением —*1—2* (II случай) и *2—3* (III случай) — равны между собой ($\Delta P'_{нг} = 200$ Па).

II. Вентилятор с диффузором в конце воздуховода. Согласно уравнению (4) имеем:

$$P_{ст.2}^{II} = P_{д.д}^{III} + \Delta P'_{д} - P_{dv}^{II} = 50 + 30 - 150 = -70 \text{ Па}.$$

Полное давление вентилятора

$$P_v^{II} = \Delta P'_{нг} + \Delta P'_{д} + P_{д.д}^{II} = 200 + 30 + 50 = 280 \text{ Па}.$$

Статическое давление вентилятора

$$P_{sv}^{II} = P_v^{II} - P_{dv}^{II} = 280 - 150 = 130 \text{ Па}.$$

Рабочей является точка *Б*.

III. Вентилятор с диффузором, установленным непосредственно за ним. Составим уравнение Бернулли для сечений *2* и *3*:

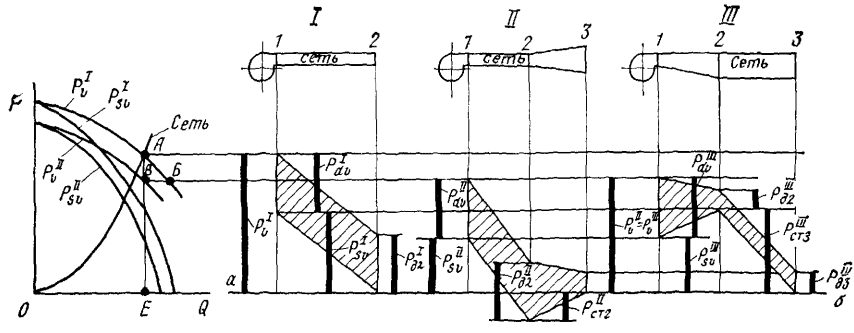


Рис. 24. Характеристика и эпюры давлений вентилятора, работающего только на нагнетательную сеть (к примеру 9)

I — без диффузора; *II* — с диффузором в конце воздуховода; *III* — то же, после вентилятора

$$P^{III}_{ст.2} + P^{III}_{д.2} = P^{III}_{ст.3} + P^{III}_{д.3} + \Delta P'_{нг},$$

но $P^{III}_{д.2} = P^{III}_{д.3}$ и $P^{III}_{ст.3} = 0$; следовательно, $P^{III}_{ст.2} = \Delta P'_{нг} = 200$ Па.

Полное давление вентилятора

$$P^{III}_{v} = P^{II}_{v} = 280 \text{ Па}.$$

Статическое давление вентилятора

$$P^{III}_{sv} = P^{III}_{v} - P^{III}_{dv} = 280 - 150 = 130 \text{ Па}.$$

Рабочей является та же точка *Б*.

При установке диффузоров вентилятор может иметь меньшее полное давление, а значит, и более низкую скорость, т. е. выводы, сделанные в примере 7, полностью справедливы и для настоящего примера. Кроме того, можно добавить, что полное давление вентилятора не зависит от места установки диффузора, если сопротивления той части воздуховодов, которые имеют постоянную площадь сечения, одинаковы. Обычно диффузор располагают сразу же за вентилятором, так как в этом случае нагнетательный воздуховод имеет бо́льшую площадь сечения и. следовательно, меньшее сопротивление.

Из приведенных примеров можно сделать следующие выводы:

режим работы вентилятора и его полное давление не зависят от того, какой является сеть воздуховодов — всасывающей или нагнетательной;

установка диффузора, общее сопротивление которого меньше динамического давления вентилятора, понижает требуемое полное давление вентилятора и расходуемую им мощность.

4. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТИ

При устройстве вентиляции очень часто устанавливают несколько вентиляторов, которые не только преодолевают индивидуальные сопротивления своих участков сети, но и работают одновременно на одну общую сеть.

Вентиляторы могут работать параллельно, последовательно одновременно параллельно и последовательно. Для совместной работы может быть принято любое число вентиляторов.

Параллельную работу и одновременно параллельную и последовательную можно осуществлять в различных вариантах по взаимному расположению вентиляторов (рис. 25).

Для правильного выбора режимов работы каждого из совместно работающих вентиляторов нужно уметь строить результирующую или суммарную характеристику всех вентиляторов.

Схема параллельной работы двух и более вентиляторов рекомендуется для увеличения подачи воздуха.

Построение суммарной кривой давления двух одинаковых параллельно работающих вентиляторов показано на рис. 26. Абсциссы, представляющие собой расход каждого вентилятора, складываются при каждом значении давления.

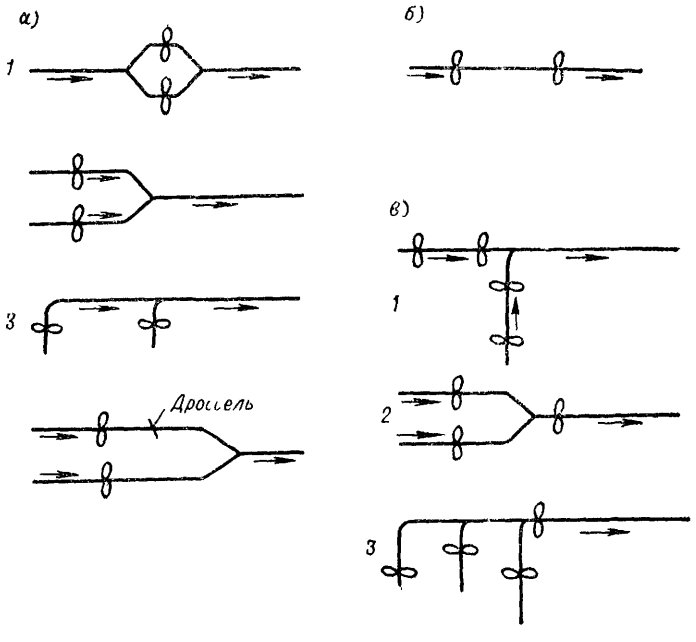


Рис 25 Схемы совместной работы вентиляторов

а — параллельная, *б* — последовательная; *в* — одновременно параллельная и последовательная

Подача обоих вентиляторов Q_A соответствует пересечению кривой сети (например, сети 2) с суммарной кривой давления, т. е. рабочей точке A. Оба вентилятора создают одинаковые давления P_{v_A}. Подача каждого вентилятора соответствует точке $Б$, т. е. $Q_Б = 0{,}5\ Q_A$.

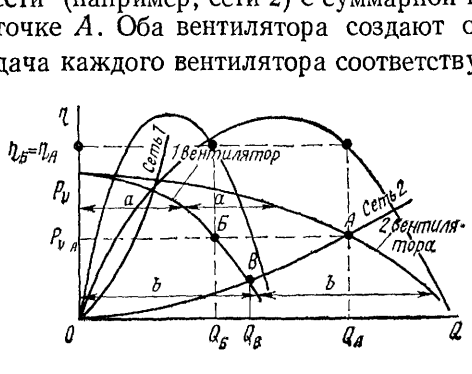


Рис. 26 Суммарная характеристика двух одинаковых вентиляторов, работающих параллельно

К. п. д. обоих вентиляторов равен к. п. д. каждого из них, но кривая его «растягивается» вдоль абсциссы таким образом, что каждая точка кривой для одного вентилятора передвигается горизонтально на удвоенную абсциссу.

Если при работе на какую-то сеть один вентилятор отключить, то второй будет подавать расход воздуха Q_B, т. е. больше, чем он подавал при совместной работе. Это обстоятельство следует

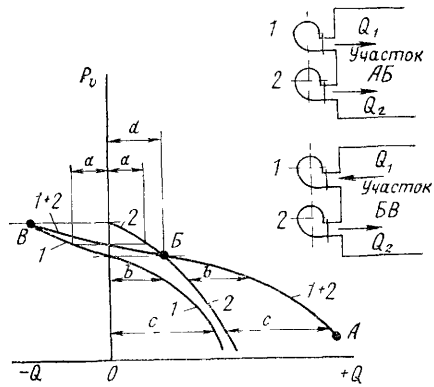


Рис 27. Суммарная характеристика двух разных вентиляторов *1* и *2*, работающих параллельно

учитывать, так как при этом возможно увеличение расходуемой мощности.

В частном случае, когда вентиляторы имеют резко выраженную седлообразную характеристику, рассмотренное построение для участка ссдла не будет правильным. На этом участке в результате неустойчивости работы вентилятора неизвестно как располагается кривая давления [1].

Эффективность параллельной работы вентиляторов зависит в основном от характера кривой сети. При работе на сеть *1* (см. рис. 26) установка второго вентилятора почти ничего не даст, при работе же на сеть *2* подача двух вентиляторов уже значительно превышает подачу одного.

Построение суммарной характеристики для двух вентиляторов с неодинаковыми характеристиками в принципе ничем не отличается от построения для двух одинаковых по характеристике вентилято-

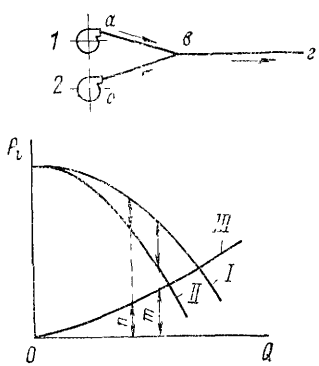


Рис. 28. Характеристики вентилятора *1* или *2* и сети при одинаковых участках *ав* и *бв* и одинаковых вентиляторах, работающих параллельно

I — характеристика вентилятора. *II* — то же, отнесенная к точке *в*. *III* — характеристика сети *ав* или *бв*

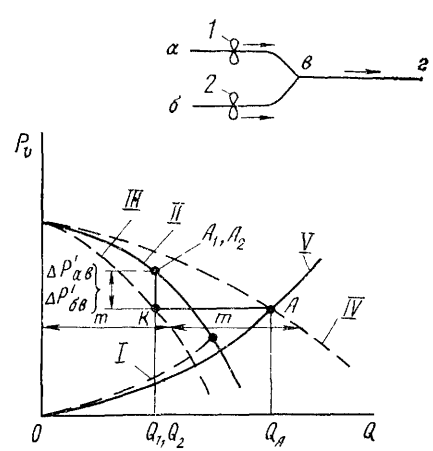


Рис 29. Суммарная характеристика двух одинаковых вентиляторов *1*, *2*, работающих параллельно каждый на своем участке сети

ров. Но существует некоторое обстоятельство, лучше всего поясняемое примером работы вентиляторов на общую камеру (рис. 27).

При режимах работы вентиляторов, соответствующих участку $АБ$, оба вентилятора имеют положительную подачу и, следовательно, подают воздух совместно в общую сеть.

Если режим работы соответствует рабочей точке $Б$, то вентилятор *2* подает воздух в объеме, соответствующем отрезку d, а вентилятор *1* воздух не подает. При режимах работы на отрезке $БВ$ вентилятор *2* имеет положительную подачу, а вентилятор *1* — отрицательную, т. е. воздух в нем движется в обратном направлении. Вентилятор *2* подает воздух не только в общую сеть, но и в вентилятор *1*, преодолевая его давление, в результате чего в общую сеть подается меньше воздуха, чем подавал бы вентилятор *2*, работая один.

Обычно вентиляторы присоединяются к общей сети с помощью вспомогательных участков воздуховодов, сопротивление которых следует учитывать (рис. 28, участки *ав* и *бв*). В этом случае нанесение общей характеристики сети на суммарную характеристику самих вентиляторов будет неправильным, так как сеть становится общей только начиная с точки соединения воздуховодов (точка *в*).

Поэтому сначала следует определить характеристику каждого вентилятора, отнесенную к точке соединения (кривую *II*), вычитанием из ординаты характеристики вентилятора (кривая *I*), ординат характеристики участка *ав* или *бв* (кривая *III*), затем путем сложения абсцисс кривой *II* построить суммарную характеристику обоих вентиляторов. Пример такого построения характеристик приведен на рис. 29.

Два одинаковых по характеристике вентилятора работают каждый на своем участке, сопротивления которых одинаковы между собой, а затем, начиная с точки *в*, совместно перемещают воздух по общему участку *вг*.

Линией *II* изображена кривая давления вентиляторов P_{v1} и P_{v2}. Кривая $P_{v1} - \Delta P'_{ав}$ и $P_{v2} - \Delta P'_{бв}$ (линия *III*) представляет собой кривую давления каждого вентилятора, отнесенную к точке пересечения *в*; получена она вычитанием ординат характеристики участка *ав* или *бв* (линия *I*) из ординат индивидуальной кривой давления вентилятора.

Суммарная характеристика $(P_{v1} - \Delta P'_{ав}) + (P_{v2} - \Delta P'_{бв})$ (линия *IV*) получается сложением абсцисс индивидуальных кривых, отнесенных к точке *в*.

На участке сети *вг* оба вентилятора работают совместно. Поэтому в точку *в* каждый из них должен подать половину общего расхода воздуха, причем с одинаковым давлением, как это следует из самого принципа построения суммарных характеристик. В ином случае, т. е. если вентиляторы подают в точку *в* воздух с различным давлением, может наблюдаться перетекание части воздуха обратно в вентилятор с меньшим давлением. Значение давления, созданного вентиляторами в точке *в*, должно быть достаточным, чтобы преодо-

леть сопротивление общего участка сети *вг* и создать, кроме того, динамическое давление воздуха на выходе из этого участка. На рис. 29 этому соответствует рабочая точка A, являющаяся точкой пересечения суммарной кривой (линия *IV*) и кривой участка сети *вг* (линия *V*).

Определение режима работы каждого вентилятора проводится построением, противоположным построению суммарной характеристики. Проводим горизонтальную прямую от точки A до кривой *III*. Полученная точка K не соответствует рабочей точке вентилятора, так как кривая не представляет собой характеристики самого вентилятора. Для получения режима работы непосредственно самих вентиляторов следует восставить перпендикуляр из точки K до пересечения с кривой *II*. Точка A_1 (A_2) и будет искомой рабочей точкой.

Заметим, что полное давление каждого вентилятора

$$P_{v1} = P_{v2} = (\Delta P'_{вг} + P_д) + \Delta P'_{ав},$$

где первый член представляет собой сопротивление участка *вг* плюс динамическое давление на выходе воздуха из этого участка (точка *г*) при расходе воздуха Q_A, а второй член — сопротивление участка *ав* или *бв*.

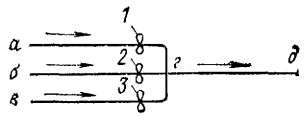
При проектировании вентиляционных систем, обычно осуществляют параллельную работу вентиляторов, когда индивидуальные участки сети каждого вентилятора одинаковы по сопротивлению и вентиляторы работают на одинаковом режиме. Но весьма часто индивидуальные участки по технологическим или другим причинам должны быть различными по протяженности и по сопротивлению. В этом случае режимы параллельно работающих вентиляторов также должны быть различными. Поэтому имеет смысл рассмотреть случаи параллельной работы вентиляторов, неодинаковых по своим рабочим режимам.

На рис. 30 приведен пример, когда три различных по своей характеристике вентилятора работают совместно на общую сеть *гд* и преодолевают, кроме того, индивидуальные сопротивления своих участков.

Построение суммарной характеристики производится обычным способом: наносим кривые давления вентиляторов P_{v1} (линия *I*), P_{v2} (линия *III*), P_{v3} (линия *V*), затем кривые давления, отнесенные к точке *г*, — кривые $P_{v1} - \Delta P'_{аг}$ (линия *II*), $P_{v2} - \Delta P'_{бг}$ (линия *IV*) и $P_{v3} - \Delta P'_{вг}$ (линия *VI*). Сложение их абсцисс дает суммарную кривую давления трех вентиляторов $(P_{v1} - \Delta P'_{аг}) + (P_{v2} - \Delta P'_{бг}) + (P_{v3} - \Delta P'_{вг})$ (линия *VII*), которые, начиная с точки *г*, уже совместно преодолевают сопротивление участка *гд*, должны подать в эту точку свои объемы воздуха с одинаковым давлением, достаточным для преодоления сопротивления участка *гд*, и создать, кроме того, нужное динамическое давление воздуха на выходе из сети. Режим работы трех вентиляторов определится

точкой *А* — пересечением суммарной характеристики (линия *VII* с кривой участка *гд* (линия *VIII*).

Для определения режимов работы каждого вентилятора через точку *А* проводим линию, параллельную оси абсцисс. Из точек *К*, *И* и *Л*, являющихся пересечениями этой линии с кривыми *II*, *IV* и *VI*, восставляем перпендикуляры до пересечения с кривыми *I*,



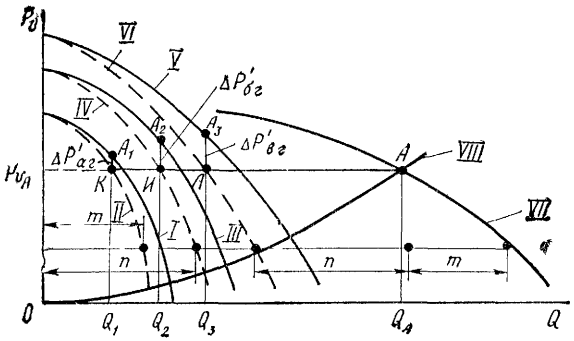
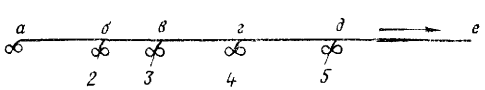


Рис. 30. Суммарная характеристика трех параллельно работающих вентиляторов *1—3*, имеющих неодинаковые характеристики



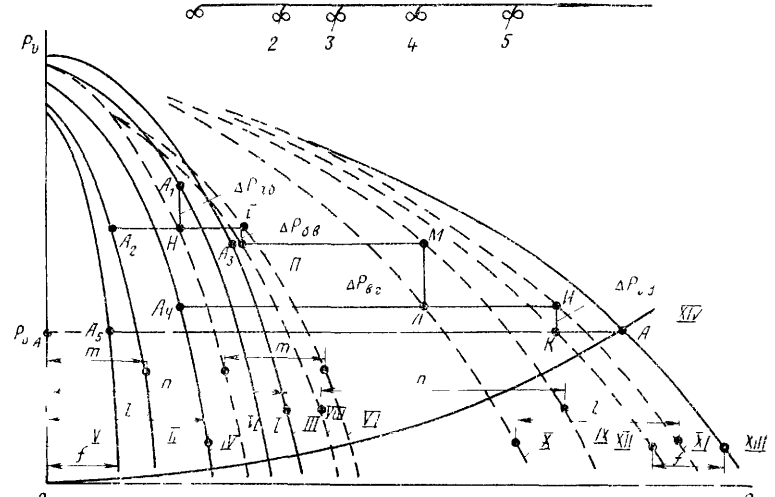


Рис. 31 Суммарная характеристика пяти параллельно работающих вентиляторов *1—5*, имеющих неодинаковые характеристики

III и *V*. Полученные точки A_1, A_2 и A_3 соответствуют рабочим режимам каждого вентилятора.

Таким образом, вентиляторы обеспечивают следующие параметры:
вентилятор *1* — подачу Q_1 и давление $P_{v1} = P_{vA} + \Delta P'_{аг}$;
вентилятор *2* — подачу Q_2 и давление $P_{v2} = P_{vA} + \Delta P'_{бг}$;
вентилятор *3* — подачу Q_3 и давление $P_{v3} = P_{vA} + \Delta P'_{вг}$.

Потери давления $\Delta P'_{аг}$, $\Delta P'_{бг}$ и $\Delta P'_{вг}$ подсчитываются в соответствии с объемом воздуха, протекающего через каждый участок, т. е. Q_1, Q_2 и Q_3.

Более сложной для построения характеристик, но весьма распространенной в практике вентиляции является установка в сети различных по характеристике вентиляторов (рис. 31).

Для упрощения построения суммарной характеристики допустим, что сопротивления участков сети от вентиляторов *2*, *3*, *4*, *5* до пересечения их с магистральным воздуховодом ничтожно малы и поэтому их не учитываем. Давления вентиляторов $P_{v1} - P_{v5}$ описаны соответственно линиями *I* — *V*.

Вентилятор *1* обслуживает участок *аб*, его характеристика, отнесенная к точке *б*, $P_{v1} - \Delta P'_{аб}$ представлена на рис. 31 линией *VI*.

Начиная с точки *б* в сеть поступает воздух от вентилятора *2*. Суммарная характеристика вентиляторов *1* и *2* в начале участка *бв* (сразу за точкой *б*) представлена кривой $P_{v1} - \Delta P'_{аб} + P_{v2}$ (линия *VII*); их суммарной характеристикой, отнесенной к концу этого участка (к точке *в*), будет кривая $P_{v1} - \Delta P'_{аб} + P_{v2} - \Delta P'_{бв}$ (линия *VIII*).

Аналогичным образом получим кривые:

$$P_{v1} - \Delta P'_{аб} + P_{v2} - \Delta P'_{бв} + P_{v3} \text{ (линия } IX);$$

$$P_{v1} - \Delta P'_{аб} + P_{v2} - \Delta P'_{бв} + P_{v3} - \Delta P'_{вг} \text{ (линия } X);$$

$$P_{v1} - \Delta P'_{аб} + P_{v2} - \Delta P'_{бв} + P_{v3} - \Delta P'_{вг} + P_{v4} \text{ (линия } XI);$$

$$P_{v1} - \Delta P'_{аб} + P_{v2} - \Delta P'_{бв} + P_{v3} - \Delta P'_{вг} + P_{v4} - \Delta P'_{гд} \text{ (линия } XII);$$

$$P_{v1} - \Delta P'_{аб} + P_{v2} - \Delta P'_{бв} + P_{v3} - \Delta P'_{вг} + P_{v4} - \Delta P'_{гд} + P_{v5} \text{ (линия } XIII).$$

Последняя кривая является суммарной характеристикой всех пяти вентиляторов в этой системе. Если кривая *XIV* является кривой участка *де*, то точка *A* соответствует совместному режиму работы вентиляторов.

Для определения режимов работы каждого вентилятора в отдельности следует поступить так же, как и в случаях, показанных на рис. 28 и 30.

Проводим через точку *A* прямую, параллельную оси абсцисс. Вентилятор *5* работает только на преодоление сопротивления участка *де* и, следовательно, должен создать полное давление P_{vA}, соответствующее точке *A*, являющейся рабочей точкой этого вентилятора.

Вентилятор *4*, помимо общего для всех вентиляторов сопротивления $\Delta P'_{де}$, преодолевает еще сопротивление участка *гд*. Поскольку кривая *XII* является суммарной характеристикой вентиляторов *1*, *2*, *3*, *4*, отнесенной к точке *д*, точка *К* соответствует совместному рабочему режиму, создаваемому этими вентиляторами непосредственно перед точкой *б*. Восставляя перпендикуляр из точки *К* до пересечения с кривой *XI* (точка *И*), получаем отрезок *КИ*, представляющий собой сопротивление участка *гд* при данном расходе воздуха. Следовательно, точка *И* соответствует совместному рабочему режиму вентиляторов *1*, *2*, *3*, *4*, отнесенному к точке *г*. Поскольку вентилятор *4* никаких других сопротивлений больше не преодолевает, то создаваемое им давление также определяется точкой *И*. Для определения рабочего режима вентилятора *4* проводим горизонталь до кривой *IV*, в результате чего получаем рабочую точку A_4.

Аналогичным образом получаем точку *Л*, характеризующую совместный рабочий режим вентиляторов *1*, *2*, *3*, отнесенный к точке *г*. Затем получаем точку *М*, соответствующую рабочему режиму этих же вентиляторов, но отнесенному уже к точке *в*, и, наконец, получаем точку A_3, представляющую собой рабочий режим вентилятора *3*. Тем же способом получим рабочие точки A_2 и A_1.

Таким образом, вентиляторы должны обеспечить следующие рабочие параметры:

вентилятор *5* — подачу Q_5 и давление

$$P_{v5} = P_{vA};$$

вентилятор *4* — подачу Q_4 и давление

$$P_{v4} = P_{vA} + \Delta P'_{гд};$$

вентилятор *3* — подачу Q_3 и давление

$$P_{v3} = P_{vA} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{вг};$$

вентилятор *2* — подачу Q_2 и давление

$$P_{v2} = P_{vA} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{вг} + \Delta P'_{бв};$$

вентилятор *1* — подачу Q_1 и давление

$$P_{v1} = P_{vA} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{вг} + \Delta P'_{бв} + \Delta P'_{аб}.$$

Иногда, помимо указанных сопротивлений, каждый из вентиляторов преодолевает сопротивление всасывающих участков сети (например, отсосов от каких-либо механизмов). В этом случае вместо характеристик самих вентиляторов следует брать их кривые давления, отнесенные к точкам, где эти вентиляторы включаются в общую магистраль.

Весьма также распространенной является параллельная работа вентиляторов при переменном сопротивлении (рис. 32). Два вентилятора, работая каждый на своем участке, совместно преодоле-

вают общее сопротивление участка *вг*; на участке *ав* вентилятора *1* установлен дроссельный клапан. Кривые давления вентиляторов P_{v1} и P_{v2} представлены на рис. 32 соответственно линиями *I* и *II*.

Строим суммарную характеристику $P_{v1} + P_{v2}$ (линия *III*), пренебрегая для упрощения задачи сопротивлениями участков *ав* и *бв*. Пересечение (точка *А*) суммарной характеристики с кривой общей сети *вг* (линия *IV*) представляет собой общий режим вентиляторов при полностью открытом дросселе, т. е. когда он еще не создает сопротивления. В этом случае индивидуальные рабочие режимы вентиляторов определяются рабочими точками A_1 и A_2. Если же дроссель полностью закрыт, то в общую сеть подает воздух только вентилятор *2* и его рабочий режим определяется точкой *Б*. При промежуточных положениях дросселя общий рабочий режим определяется точками, расположенными на участке кривой *АБ*.

Для примера можно рассмотреть такое положение дросселя, когда общий режим вентиляторов определяется точкой *В*. В этом случае рабочий режим вентилятора *2* соответствует точке *Г*, а рабочий режим вентилятора *1* должен определиться как разность абсцисс *ВЕ* и *ГЕ*. Отложим эту разность, т. е. отрезок, равный отрезку *ВГ*, от оси ординат и получим точку *Д*, представляющую собой рабочий режим вентилятора *1* вместе с дросселем в этом положении поворота. Кривая давления этого вентилятора вместе с дросселем представлена на рис. 32 пунктирной кривой, проходящей через точку *Д* (по аналогии построения характеристики вентилятора с сопротивлением какого-либо участка сети). Восставив перпендикуляр из точки *Д*, получим точку *Ж*, представляющую собой рабочий режим непосредственно самого вентилятора *1*.

Пример 10. Требуется подобрать вентиляторы к вентиляционной системе, схема которой представлена на рис. 33; подача 100 000 м³/ч; сопротивление участков *аб* $\Delta P'_{аб} = 250$ Па, сопротивление участка *бв* вместе с динамическим давлением на выходе из сети составляет $\Delta P'_{бв} = 450$ Па.

Решение. Поскольку два вентилятора совместно обслуживают только общий участок сети *бв*, они должны давать вместе 100 000 м³/ч воздуха при давлении $\Delta P'_{бв} = 450$ Па (точка *А*). Следовательно, каждый из них должен подавать 50 000 м³/ч при том же давлении (точка *Б*), преодолев сопротивление раздельных участков сети $\Delta P'_{аб} = 250$ Па. Таким образом, через точку *Б* должна пройти характеристика вентилятора, уже отнесенная к точке соединения воздуховодов *б* (кривая *I*). Характеристика же самого вентилятора должна пройти через точку *В*, соответствующую давлению $\Delta P'_{бв} + \Delta P'_{аб} = 450 + 250 = 700$ Па. Кривая *III* представляет собой суммарную характеристику обоих вентиляторов. Такие условия может обеспечить вентилятор Ц4-70 № 12,5 с частотой вращения 650 мин$^{-1}$ (кривая *II*).

Пример 11. Требуется определить рабочие режимы вентиляторов, устанавливаемых в вентиляционной системе по схеме, приведенной на рис. 30. Расходы воздуха $Q_1 = 3\,000$ м³/ч; $Q_2 = 4\,500$ м³/ч; $Q_3 = 6\,000$ м³/ч. Сопротивление участка *гд* (вместе с динамическим давлением воздуха на выходе из этого участка) $\Delta P'_{гд} = 400$ Па; сопротивления других участков сети $\Delta P'_{аг} = 100$ Па; $\Delta P'_{бг} = 150$ Па; $\Delta P'_{вг} = 200$ Па.

Решение. Суммарный расход воздуха

$$Q_A = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 3\,000 + 4\,500 + 6\,000 = 13\,500 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

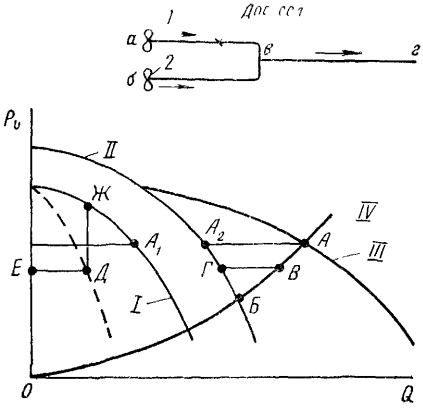


Рис 32 Схема параллельной работы вентиляторов *1* *2* при переменном сопротивлении

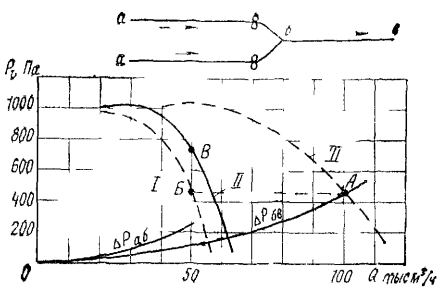


Рис 33 К примеру 10

Этому расходу соответствует полное давление вентиляторов $P_{vA} = \Delta P'_{гд} = 400$ Па Далее поступаем аналогично тому, как было пояснено при разборе вентиляционной системы, представленной на рис 30 В результате построения получим точки A_1, A_2, A_3, являющиеся рабочими режимами вентиляторов *1*, *2*, *3*

Выше было показано, что такую задачу можно решить аналитическим путем

$$P_{v1} = P_{vA} + \Delta P'_{аг} = 400 + 100 = 500 \text{ Па},$$
$$P_{v2} = P_{vA} + \Delta P'_{бг} = 400 + 150 = 550 \text{ Па},$$
$$P_{v3} = P_{vA} + \Delta P'_{вг} = 400 + 200 = 600 \text{ Па}$$

Пример 12 Требуется определить рабочие режимы вентиляторов, устанавливаемых в вентиляционной системе по схеме, приведенной на рис 31 Расходы воздуха $Q_1 = 2\,200$ м³/ч, $Q_2 = 1\,200$ м³/ч, $Q_3 = 3800$ м³/ч, $Q_4 = 2200$ м³/ч, $Q_5 = 1\,000$ м³/ч. Сопротивление участка *де* (вместе с динамическим давлением воздуха из сети) $\Delta P'_{д^0} = 800$ Па сопротивления других участков $\Delta P'_{аб} = 200$ Па, $\Delta P'_{бв} = 50$ Па, $\Delta P'_{вг} = 300$ Па, $\Delta P'_{гд} = 100$ Па

Решение Суммарный расход воздуха $Q_A = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 2200 + 1200 + 3800 + 2200 + 1000 = 10\,400$ м³/ч

Этому расходу воздуха соответствует полное давление вентиляторов $P_{vA} = \Delta P'_{д^0} = 800$ Па

Аналогично предыдущему получаем

$$P_{v5} = P_{vA} = 800 \text{ Па},$$

$$P_{v4} + P_{vA} + \Delta P'_{гд} = 800 + 100 = 900 \text{ Па},$$

$$P_{v3} = P_{vA} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{вг} = 800 + 100 + 300 = 1200 \text{ Па},$$

$$P_{v2} = P_{vA} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{вг} + \Delta P'_{бв} = 800 + 100 + 300 + 50 = 1250 \text{ Па},$$

$$P_{v1} = P_{vA} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{вг} + \Delta P'_{бв} + \Delta P'_{аб} = 800 + 100 + 300 + 50 + 200 = 1450 \text{ Па}$$

Пример 13. Требуется определить рабочие режимы вентиляторов, устанавливаемых в вентиляционной системе, по схеме, приведенной на рис 31, но с индивидуальными сопротивлениями у каждого вентилятора, представ-

ляющими собой всасывающие участки воздухопроводов. Сопротивления их принимаем одинаковыми: $\Delta P'_{вс} = 130$ Па. Расходы воздуха и сопротивления участков нагнетательной сети те же, что и в примере 12.

Решение. Для настоящего примера справедливо решение, проведенное в предыдущем примере, но точки A_1, A_2, A_3, A_4, A_5 являются рабочими точками вентиляторов с учетом сопротивлений всасывающих участков. Для получения давлений непосредственно самих вентиляторов следует к значениям P_{v1}, P_{v2}, P_{v3}, P_{v4}, P_{v5} добавить значение $\Delta P'_{вс}$.

В результате получим:

$$P_{v5} = P_{vA} + \Delta P'_{вс} = 800 + 130 = 930 \text{ Па};$$

$$P_{v4} = P_{vA} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{вс} = 800 + 100 + 130 = 1030 \text{ Па и т. д.}$$

Схема последовательной работы вентиляторов применяется для увеличения величины давления.

Построение суммарной аэродинамической характеристики последовательно работающих вентиляторов показано на рис. 34; отрезки, представляющие собой давления вентиляторов при каждом значении расхода воздуха, складываются.

Эффективность работы определяется, как обычно, пересечением суммарной характеристики сети. Поэтому установка последовательно работающих вентиляторов целесообразна при малых подачах воздуха (кривая сети *1*) и менее выгодна при бо́льших подачах (кривая сети *2*).

Последовательная работа вентиляторов с разными характеристиками может еще более ограничить участок рациональной их работы. Например, в случае, приведенном на рис. 35, работа на режимах, когда рабочая точка находится правее точки A, сопровождается понижением общей величины давления.

Примерно та же картина наблюдается и при совместной работе вентилятора и естественной тяги (рис. 36).

Естественная тяга вызывается тепловым подпором в помещении. Чем больше через это помещение проходит воздуха, тем меньше он успевает нагреваться и тем меньше будет величина тяги. Соответственно этому характеристика естественной тяги $P_e = f(Q)$ представляет собой прямую, снижающуюся при увеличении расхода воздуха.

При режимах работы слева от точки A (кривая сети *1*) введение в работу вентилятора оправдано, при режимах работы справа от точки A (кривая сети *2*) нерационально.

Подачи всех последовательно включенных в одну сеть вентиляторов должны быть одинаковыми, если только между ними нет каких-либо ответвлений для выпуска воздуха.

Схема одновременно параллельной и последовательной работы нескольких вентиляторов встречается весьма часто.

Первый случай (рис. 37). Вентиляторы *1* и *2* имеют различные характеристики (линии *I*, *II*), вентиляторы *3* и *4* — одинаковые (линия *III*). Строим результирующие характеристики двух последовательно работающих вентиляторов каждой из ветвей, отнесенные к точке *в*. Это будут кривые $P_{v1} + P_{v2} - \Delta P'_{ав}$ (линия *V*)

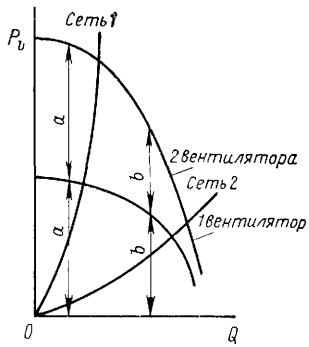


Рис 34 Суммарная характеристика двух одинаковых вентиляторов, работающих последовательно

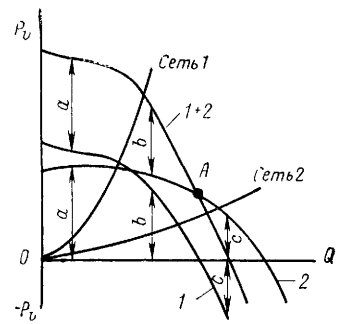


Рис. 35. Суммарная характеристика двух разных вентиляторов *1, 2,* работающих последовательно

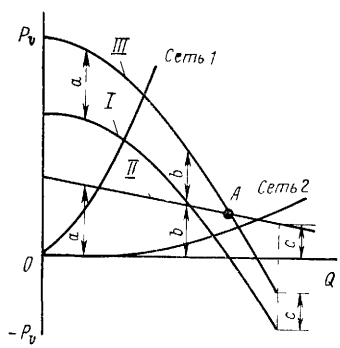


Рис 36. Схема последовательной работы вентилятора и естественной тяги

I — характеристика вентилятора, *II* — характеристика естественной тяги; *III* — суммарная характеристика

и $P_{v3} + P_{v4} - \Delta P'_{бв}$ (линия *VII*). Эти две ветви работают параллельно, и их суммарная характеристика (для всех четырех вентиляторов) представлена кривой $(P_{v1} + P_{v2} - \Delta P'_{ав}) + (P_{v3} + P_{v4} - \Delta P'_{бв})$ (линия *VIII*). Участок *вг* преодолевается совместно и поэтому точка *А* является рабочей точкой всей установки. Кривая участка *вг* представлена линией *IX*.

Режимы работы каждого вентилятора определяют уже известным путем. Из точки *А* проводится прямая, параллельная оси абсцисс. Точка *К* определяет режим совместной работы вентиляторов *3* и *4*, отнесенный к точке *в*, а точка *Л* — режим вентиляторов *1* и *2*, отнесенный к той же точке. Пересечения перпендикуляров, восставленных из точек *К* и *Л*, с кривыми *VI* и *IV* дадут рабочие точки соответственно двух вентиляторов *1, 2* и двух вентиляторов *3, 4*, а пересечения с кривыми давления вентиляторов, т. е. точки A_1, A_2 и A_3, A_4, соответствуют рабочим режимам этих вентиляторов.

Можно составить следующие равенства: $Q_1 = Q_2$; $Q_3 = Q_4$; $Q_A = Q_1 + Q_3 = Q_2 + Q_4$;

$$P_{v1} + P_{v2} - \Delta P'_{ав} = P_{vA} = \Delta P'_{вг};$$

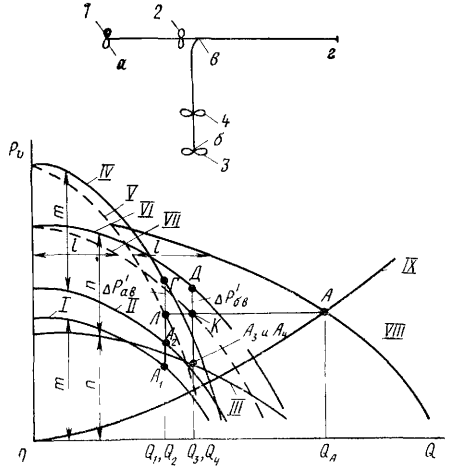


Рис. 37. Первый случай одновременно последовательной и параллельной работы вентиляторов

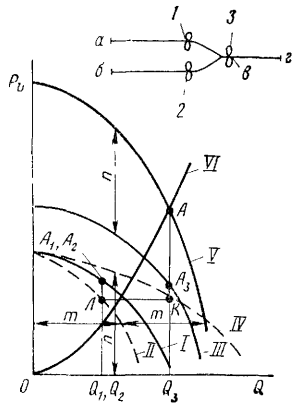


Рис. 38. Второй случай одновременно последовательной и параллельной работы вентиляторов

отсюда

$$P_{v1} + P_{v2} = \Delta P'_{вг} + \Delta P'_{ав};$$

$$P_{v3} + P_{v4} - \Delta P_{бв} = P_{vA} = \Delta P'_{вг};$$

отсюда

$$P_{v3} + P_{v4} = \Delta P'_{вг} + \Delta P'_{бв}.$$

При наличии большего числа ветвей и большего числа вентиляторов в каждой ветви задача решается тем же способом.

Второй случай (рис. 38). Характеристики вентиляторов *1* и *2* (линия *I*) одинаковы; сопротивления участков *ав* и *бв* также одинаковы. Строим кривую P_{v1} — $\Delta P'_{ав}$ или P_{v2}—$\Delta P'_{бв}$ (линия *II*); затем строим суммарную кривую для вентиляторов *1* и *2* $(P_{v1} - \Delta P'_{ав}) + (P_{v2} - \Delta P'_{бв})$ (линия *IV*) и суммарную кривую для всех вентиляторов $(P_{v1} - \Delta P'_{ав}) + (P_{v2} - \Delta P'_{бв}) + P_{v3}$ (линия *V*). Из рабочей точки *A* опускаем перпендикуляр до пересечения с кривой P_{v3} (линия *III*) и кривой $(P_{v1} - \Delta P'_{ав}) + (P_{v2} - \Delta P'_{бв})$ (линия *IV*). Точка A_3 соответствует режиму работы вен-

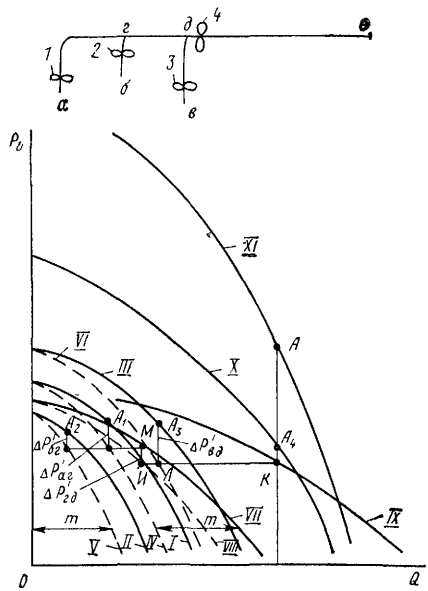


Рис. 39. Третий случай одновременно последовательной и параллельной работы вентиляторов

тилятора *3*; режимы работы вентиляторов *1* и *2* получаем уже известным способом—проводим прямую из точки K до точки $Л$ и восставляем из последней перпендикуляр до точки A_1 (точки A_2).

В этом случае имеем

$$P_{v1} = P_{v2} = \Delta P'_{вг} - P_{v3} + \Delta P'_{ав}.$$

Третий случай (рис. 39). Число включенных параллельно вентиляторов бывает различным, что не изменяет принципиальной схемы вентиляционной системы. Вентиляторы *1*, *2*, *3* работают параллельно, а вентилятор *4* — последовательно с ними. Кроме общей сети каждый из параллельно включенных вентиляторов обслуживает еще индивидуальный участок, а все четыре вентилятора обслуживают общий участок сети *де*.

Имея характеристики вентиляторов *1*, *2* и *3* в виде кривых давления P_{v1}, P_{v2} и P_{v3} (линии *I*, *II*, *III*), строим уже известным способом кривые $P_{v1} - \Delta P'_{аг}$, $P_{v2} - \Delta P'_{бг}$ и $P_{v3} - \Delta P'_{вд}$ (линии *IV*, *V*, *VI*); затем строим суммарную кривую для вентиляторов *1* и *2*, отнесенную к точке *г*, $(P_{v1} - \Delta P'_{аг}) + (P_{v2} - \Delta P'_{бг})$ (линия *VII*), а потом и кривую, отнесенную к точке *д*, $(P_{v1} - \Delta P'_{аг}) + (P_{v2} - \Delta P'_{бг}) - \Delta P'_{гд}$ (линия *VIII*).

Суммируя последнюю кривую с характеристикой вентилятора *3*, отнесенной к точке *д*, получаем кривую $(P_{v1} - \Delta P'_{аг}) + (P_{v2} - \Delta P'_{бг}) - \Delta P'_{гд} + (P_{v3} - P'_{вд})$ (линия *IX*); затем, складывая ординаты этой кривой и кривой P_{v4} (линия *X*), получим суммарную характеристику всех четырех вентиляторов $(P_{v1} - \Delta P'_{аг}) + (P_{v2} - \Delta P'_{бг}) - \Delta P'_{гд} + (P_{v3} - \Delta P'_{вд}) + P_{v4}$ (линия *XI*).

Если рабочей точкой всей установки является точка A, то точка A_4 соответствует рабочему режиму вентилятора *4*, а точка K — рабочему режиму вентиляторов *1*, *2*, *3* с характеристиками, отнесенными к точке *д*. Пересечение прямой, параллельной оси абсцисс, с кривой *VI* (точка $Л$) соответствует рабочему режиму вентилятора *3*, имеющего характеристику, отнесенную к точке *д*, а точка A_3 — рабочему режиму самого вентилятора *3*. Точка *И* представляет собой рабочий режим вентиляторов *1* и *2* с характеристиками, отнесенными к точке *д*, а точка M — рабочий режим этих вентиляторов, но с характеристиками, отнесенными к точке *г*. Проводим прямую из точки M, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривыми *IV* и *V*, из точек пересечения восставляем перпендикуляры и в результате получаем рабочие точки вентиляторов A_1 и A_2.

Можно составить следующие равенства:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_4 = Q_A;$$

$$P_{vA} = \Delta P'_{де} = P_{v4} + P_{vK};$$

$$P_{v3} = P_{vK} + \Delta P'_{вд} = \Delta P'_{де} - P_{v4} + \Delta P'_{вд};$$

$$P_{v2} = P_{vK} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{бг} = \Delta P'_{де} - P_{v4} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{бг};$$

$$P_{v1} = P_{vK} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{аг} = \Delta P'_{де} - P_{v4} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{аг}.$$

Пример 14. Для вентиляционной системы, устроенной по схеме, изображенной на рис. 37, требуется определить рабочие режимы вентиляторов. Расходы воздуха $Q_1 = Q_2 = 4\,300$ м³/ч, $Q_3 = Q_4 = 5\,200$. м³/ч. Сопротивление участков $\Delta P'_{ав} = 120$ Па; $\Delta P'_{бв} = 100$ Па; $\Delta P'_{вг} = 400$ Па (вместе с динамическим давлением на выходе из сети).

Решение. Рабочей точкой суммарной характеристики всех четырех вентиляторов является точка A (см. рис. 37):

$$Q_A = Q_1 + Q_3 = Q_2 + Q_4 = 4\,300 + 5\,200 = 9\,500. \text{ мз/ч};$$

$$P_{vA} = \Delta P'_{вг} = 4000 \text{ Па}.$$

Далее поступаем аналогично тому, как было пояснено при разборе вентиляционной системы, представленной на рис. 37.

Суммарное давление

$$P_{v1} + P_{v2} = \Delta P'_{вг} + \Delta P'_{ав} = 400 + 120 = 520 \text{ Па}.$$

Можно выбрать любые вентиляторы при условии, что они при расходе, равном 4 300 м³/ч, совместно создадут давление 520 Па: например, $P_{v1} = 220$ Па и $P_{v2} = 300$ Па.

Аналогичным образом определим:

$$P_{v3} + P_{v4} = \Delta P'_{вг} + \Delta P'_{бв} = 400 + 100 = 500 \text{ Па}.$$

Можно принять одинаковые вентиляторы:

$$P_{v3} = P_{v4} = 250 \text{ Па}$$

Пример 15. Для вентиляционной системы, устроенной по схеме, изображенной на рис. 38, требуется определить рабочие режимы вентиляторов. Расход воздуха $Q_1 = Q_2 = 3\,000$ м³/ч. Сопротивления участков $\Delta P'_{ав} = \Delta P'_{бв} = 1000$ Па; $\Delta P'_{вг} = 6000$ Па (вместе с динамическим давлением на выходе из сети).

Решение. Подача вентилятора *3*

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 = 6\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Суммарное давление вентиляторов при этой подаче

$$P_{vA} = \Delta P'_{вг} = 6000 \text{ Па}.$$

Поскольку сопротивления участков *ав* и *бв* равны при равных расходах воздуха, то $P_{v1} = P_{v2}$, но значения их зависят от значений давления вентилятора *3*:

при $P_{v3} = 1500$ Па;

$$P_{v1} = P_{v2} = \Delta P'_{вг} - P_{v3} + \Delta P'_{ав} = 6000 - 1500 + 1000 = 5500 \text{ Па};$$

при $P_{v3} = 3000$ Па

$$P_{v1} = P_{v2} = 6000 - 3000 + 1000 = 4000 \text{ Па};$$

при $P_{v3} = 4500$ Па

$$P_{v1} = P_{v2} = 6000 - 4500 + 1000 = 2500 \text{ Па}.$$

Пример 16. Для вентиляционной системы, устроенной по схеме, изображенной на рис. 39, требуется определить рабочие режимы вентиляторов. Расходы воздуха $Q_1 = 5200$ м³/ч; $Q_2 = 2400$ м³/ч; $Q_3 = 8400$ м³/ч. Сопротивление участков $\Delta P'_{аг} = 900$ Па; $\Delta P'_{бг} = 500$ Па; $\Delta P'_{вд} = 1400$ Па; $\Delta P'_{гд} = 600$ Па; $\Delta P'_{дг} = 9000$ Па (вместе с динамическим давлением воздуха на выходе из сети).

Решение. Рабочему режиму всей установки соответствуют:
подача

$$Q_A = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 5200 + 2400 + 8400 = 16\,000 \text{ м}^3/\text{ч};$$

суммарное давление

$$P_{vA} = \Delta P'_{de} = 9000 \text{ Па}.$$

Давление вентилятора *4* выбираем $P_{v4} = 6000$ Па.
В таком случае:

$$Q_4 = Q_A = 16\,000 \text{ м}^3/\text{ч};$$

$$P_{v3} = \Delta P'_{de} - P_{v4} + \Delta P'_{вд} = 9000 - 6000 + 1400 = 4400 \text{ Па};$$

$$P_{v2} = \Delta P'_{de} - P_{v4} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{бг} = 9000 - 6000 + 600 + 500 = 4100 \text{ Па};$$

$$P_{v1} = \Delta P'_{de} - P_{v4} + \Delta P'_{гд} + \Delta P'_{аг} = 9000 - 6000 + 600 + 900 = 4500 \text{ Па}.$$

5. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА НА СЕТЬ С ПОСТОЯННЫМ ДАВЛЕНИЕМ ИЛИ РАЗРЕЖЕНИЕМ

Вентилятор работает на сеть с постоянным разрежением или давлением при нагнетании воздуха в камеры большого объема, при отсосе его из указанных камер, при продувке газа через слой жидкости и при дутье под топку котлов.

На рис. 40 и 41 представлены схемы работы вентилятора на камере с давлением или с разрежением (прямая *АБ*).

На схеме, приведенной на рис. 40, вентилятору приходится преодолевать сопротивление ΔP; его рабочей точкой является точка *В*. Если же наряду с этим вентилятор преодолевает и какое-либо сетевое сопротивление $\Delta P'_c$, то его рабочей точкой окажется точка *Г* (аналогично рис. 21).

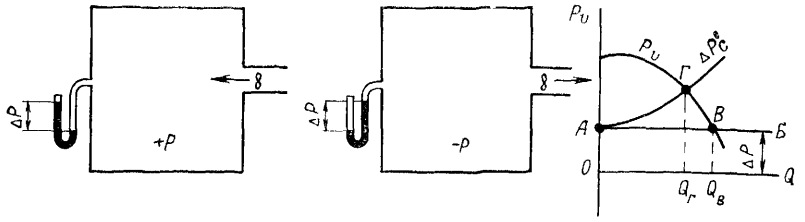


Рис. 40. Схема работы вентилятора при нагнетании газа в камеру с давлением или при отсосе его из камеры с разрежением

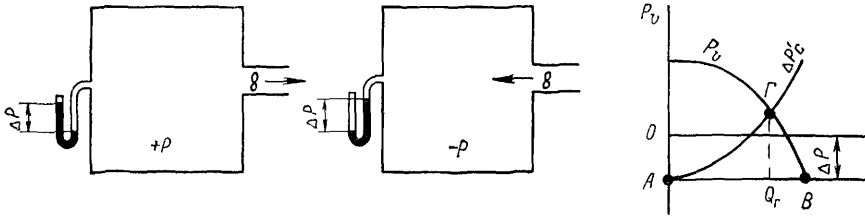


Рис. 41. Схема работы вентилятора при отсосе газа из камеры с давлением или нагнетании его в камеру с разрежением

На схеме, изображенной на рис. 41, давление в камере при отсосе помогает вентилятору в его работе. Точно так же разрежение в камере при нагнетании в нее воздуха способствует работе вентилятора.

Рабочий режим вентилятора во всех случаях можно определять вычислением (без составления графиков с характеристиками), как это показано в примере 5.

6. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА НА СЕТЬ ПРИ ПЕРЕМЕЩЕНИИ ВОЗДУХА С МЕХАНИЧЕСКИМИ ПРИМЕСЯМИ

При содержании в перемещаемом воздухе твердых примесей в соответствии с уравнением Эйлера можно предположить, что давление вентилятора повысится, так как плотность смеси больше, чем воздуха. Однако экспериментальные исследования, проведенные в ЦАГИ [3], не подтвердили это предположение. В частности, в пылевых вентиляторах с небольшим числом лопаток колеса влияние механических примесей вообще не было замечено.

Потребляемая вентилятором мощность вследствие воздействия лопастей колеса на частицы примесей, как показали эти же исследования,

$$N_{см} = N_{в}(1 + k\mu),$$

где $N_{в}$ — потребляемая вентилятором мощность, подсчитанная на полное давление[1];

μ — массовая концентрация, т. е. отношение массы материала к массе воздуха;

k — постоянный коэффициент (согласно проведенным опытам можно принять $k = 1$).

Как видно из рис. 42, подача вентилятора при содержании в воздухе твердых примесей уменьшается, в результате чего мощность, потребляемая вентилятором, может быть в некоторых случаях меньше мощности, потребляемой тем же вентилятором, работающим на чистом воздухе.

Поскольку вентилятор, предназначенный к работе на смеси, может в какое-то время работать и на чистом воздухе, то при выборе электродвигателя к нему следует определять потребляемую мощность для обоих случаев.

Пример 17. Требуется перемещать смесь воздуха с пылью: $\mu = 0{,}2$, расход воздуха $Q = 5000$ м³/ч. Давление вентилятора при перемещении заданного расхода чистого воздуха по выбранной сети воздуховодов составляет $P_{чист} = 1200$ Па.

---

[1] Потери давления в сети при наличии в воздухе механических примесей определяются по формуле $\Delta P'_{см} = \Delta P'_{чист}(1 + k'\mu)$, где $\Delta P'_{чист}$ — потери давления в сети при перемещении чистого воздуха, k' —коэффициент, зависящий от вида и концентрации смеси, в среднем для ориентировочных расчетов можно принимать $k' = 1{,}4$ [2].

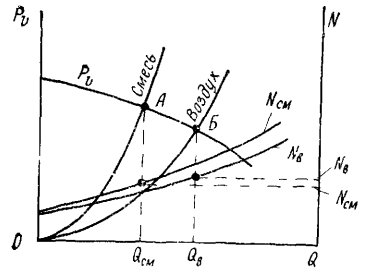


Рис. 42. Потребляемая вентилятором мощность при перемещении воздуха с механическими примесями

Решение. Для перемещения смеси воздуха с пылью требуется, чтобы вентилятор обеспечивал давление

$$P_{см} = P_{чист}(1 + k'\mu) = 1200(1 + \\ + 1{,}4 \cdot 0{,}2) = 1540 \text{ Па}.$$

Выбираем по каталогу вентилятор ЦП7-40 № 5 с частотой вращения $n = 1800$ мин$^{-1}$; его к. п. д. на этом режиме составляет $\eta = 0{,}55$ (точка A на рис. 42).

Потребляемая вентилятором мощность

$$N_{см} = N_в(1 + k\mu) = \frac{5000 \cdot 1540}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}55} \times \\ \times (1 + 1 \cdot 0{,}2) \approx 4{,}5 \text{ кВт}.$$

Проверяем, какова должна быть потребляемая вентилятором мощность, если в запроектированную сеть воздуховодов будет подан чистый воздух. В этом случае была бы достаточна частота вращения вентилятора 1600 мин$^{-1}$ ($Q = 5000$ м^3/ч и $P_{чист} = 1200$ Па). Но так как уже выбран вентилятор с частотой вращения 1800 мин$^{-1}$, то расход воздуха, согласно закону подобия, окажется равным 5600 м^3/ч, давление равным 1500 Па (точка $Б$ вместо A), к. п. д. $\eta = 0{,}54$.

$$N_{чист} = \frac{5600 \cdot 1500}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}54} = 4{,}3 \text{ кВт}.$$

Как видим, мощность, потребляемая вентилятором при перемещении смеси, будет больше мощности, потребляемой тем же вентилятором при перемещении чистого воздуха.

Пример 18. Принимаем те же данные, что и в примере 17, кроме концентрации пыли — здесь $\mu = 0{,}05$.

Решение.

$$P_{см} = 1200(1 + 1{,}4 \cdot 0{,}05) \approx 1300 \text{ Па}.$$

Заданный режим обеспечит вентилятор ЦП7-40 № 5 с частотой вращения $n = 1680$ мин$^{-1}$ при к. п. д. $\eta = 0{,}55$.

$$N_{см} = \frac{5000 \cdot 1300}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}55}(1 + 1 \cdot 0{,}05) = 3{,}4 \text{ кВт}.$$

Если этот вентилятор будет работать на чистом воздухе, то получим:

$$N_{чист} = \frac{5000 \cdot 1200}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}54}\left(\frac{1680}{1600}\right)^3 = 3{,}5 \text{ кВт}.$$

В данном случае при перемещении чистого воздуха, вентилятор расходует мощность, бо́льшую, чем при перемещении смеси.

7. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА НА СЕТЬ ПРИ ПЕРЕМЕЩЕНИИ ГАЗА НЕСТАНДАРТНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ПРИ НЕСТАНДАРТНОМ БАРОМЕТРИЧЕСКОМ ДАВЛЕНИИ

Очень часто вентиляторы устанавливают для перемещения газов плотностью, отличной от стандартной для воздуха ($\rho = 1{,}2$ кг/м^3) с любой температурой, а также в условиях, когда барометрическое

давление не равно 103,3 кПа. В этих случаях выбор вентиляторов, проведение их аэродинамических испытаний и определение расходуемой ими мощности имеют свои особенности.

Согласно формуле (7) имеем $P_{v2}/P_{v1} = \rho_2/\rho_1$; $N_2/N_1 = \rho_2/\rho_1$. Но, как известно,

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{P_2 (273 + t_1) R_1}{P_1 (273 + t_2) R_2}.$$

Таким образом:

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \frac{P_2 (273 + t_1) R_1}{P_1 (273 + t_2) R_2};$$
$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{P_2 (273 + t_1) R_1}{P_1 (273 + t_2) R_2}.$$

Подача и к. п. д. остаются при этом неизменными:

$$Q_2 = Q_1 \text{ и } \eta_2 = \eta_1.$$

Примем, что индекс 1 относится к параметрам, соответствующим стандартным барометрическим и температурным условиям воздуха ($R_1 = 288$ Дж/(кг·°С); $t_1 = 20°$ С; $P_1 = 103{,}3$ кПа, а индекс 2 — к фактическим параметрам перемещаемого газа и фактическому барометрическому давлению (замеренному приборами), тогда эти уравнения можно записать в следующем виде:

$$\left.\begin{aligned} P_{v\ \text{факт}} &= P_{v\ \text{ст}} \frac{P \cdot 293 \cdot 288}{103{,}3 (273 + t) R}; \\ N_{\text{факт}} &= N_{\text{ст}} \frac{P \cdot 293 \cdot 288}{103{,}3 (273 + t) R}. \end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

Формулы (14) применяются в тех случаях, когда каталожную характеристику вентилятора требуется пересчитать на среду других физических параметров, чем стандартные.

Чаще бывает обратная задача, когда давление вентилятора рассчитывают на фактические параметры перемещаемого газа при фактическом барометрическом давлении и необходимо выбрать по каталогу вентилятор.

В этом случае приведенное к стандартным условиям воздуха значение давления вентилятора [$P_{v\text{пр}}$ вместо принятого в уравнении (14) обозначения $P_{v\ \text{ст}}$]

$$P_{v\ \text{пр}} = P_{v\ \text{факт}} \frac{103{,}3 (273 + t) R}{P \cdot 293 \cdot 288}. \qquad (15)$$

Вентилятор, выбранный по каталогу на давление $P_{v\ \text{пр}}$, подсчитанное по формуле (15), перемещая газ с газовой постоянной R, температурой $t°$ С при барометрическом давлении, даст давление $P_{v\ \text{факт}}$.

Потребляемую мощность нельзя подсчитывать на каталожное значение давления $P_{v\ \text{пр}}$, так как фактически перемещается не

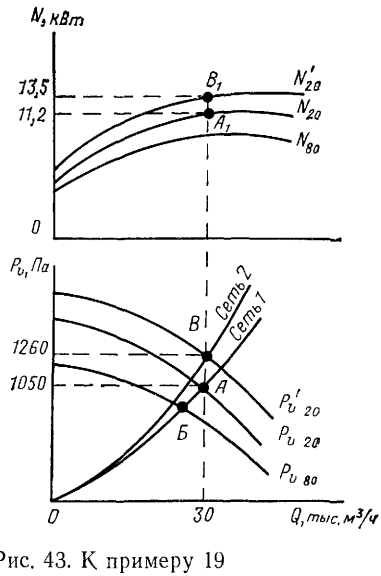


Рис. 43. К примеру 19

воздух стандартных условий, а газ с другими параметрами. Фактическая мощность, потребляемая вентилятором,

$$N_{\text{факт}} = \frac{QP_{v\,\text{факт}}}{3600 \cdot 1000\eta}.$$

В наиболее распространенных случаях необходимо перемещать воздух, отличный от воздуха стандартных параметров лишь по температуре. Когда температура воздуха является большей 20° С, кривые давления вентилятора и потребляемой им мощности понижаются по сравнению с теми, которые указаны в каталоге.

Если сопротивление сети, а следовательно, и требуемое давление вентилятора $P_{v\,\text{факт}}$ подсчитываются по фактической температуре перемещаемого газа t, то для выбора вентилятора по каталогу необходимо определить его давление, приведенное к стандартным параметрам воздуха:

$$P_{v\,\text{пр}} = P_{v\,\text{факт}} \frac{273 + t}{293}. \qquad (16)$$

Потребляемая вентилятором мощность определяется исходя из фактического давления $P_{v\,\text{факт}}$, т. е. она будет ниже каталожной.

Если вентилятор, выбранный на данные условия, пустить на холодном воздухе, то его фактическое давление будет равно приведенному, а расходуемая мощность соответственно этому давлению будет больше, чем при перемещении горячего воздуха.

Поскольку у вентиляторов, перемещающих газы различной температуры, меняются давления и расходуемые мощности при неизменных расходах воздуха и к. п. д., то расположение вентилятора в цепи оборудования отопительно-вентиляционной системы не безразлично. Вентиляторы выгоднее размещать до нагревательных приборов. Это позволяет применять вентиляторы с меньшей частотой вращения, а иногда и меньших габаритов.

Пример 19. В отопительно-вентиляционной системе, состоящей из секций подогревателей и воздуховода с фильтрами, перемещается 30 000 м³/ч воздуха с температурой 80° С. Общее сопротивление системы составляет 1000 Па (считая по воздуху с температурой 80° С). Динамическое давление воздуха на выходе из системы равно 50 Па. Следует выбрать вентилятор для двух вариантов его установки — до нагревателей и после нагревателей.

Вариант I. Вентилятор установлен перед нагревателем и перемещает воздух с температурой 20° С, который нагревается до 80° С уже после

вентилятора. Аэродинамическая характеристика вентилятора не изменяется по сравнению с каталожной, и его рабочей точкой (рис 43) будет пересечение кривой сети *1* (рассчитанной на температуру воздуха 80° С) и кривой давления вентилятора $P_{v_{20}}$, составленной на температуру воздуха 20° С.

На рис. 43 заданному режиму соответствует рабочая точка A, соответствующая подаче $Q = 30\,000$ м³/ч и полному давлению $P_v = 1050$ Па.

Можно выбрать вентилятор Ц4-70 № 10 с частотой вращения 860 мин$^{-1}$ и $\eta = 0{,}78$.

Расходуемая мощность (точка A_1)

$$N = \frac{30\,000 \cdot 1050}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}78} = 11{,}2 \text{ кВт}.$$

В а р и а н т II. Вентилятор установлен после нагревателя и перемещает воздух с температурой 80° С. Его аэродинамическая характеристика изменяется, кривые давления и мощности понижаются ($P_{v\ 80}$ и N_{80}).

Если выбрать тот же вентилятор, с той же частотой вращения 860 мин$^{-1}$, то рабочей окажется точка $Б$, и расход воздуха уменьшится.

Для получения заданной производительности нужно выбрать по каталогу вентилятор на давление

$$P_{v\,\text{пр}} = P_{v\,\text{факт}} \frac{273 + t}{293} = 1050 \frac{273 + 80}{293} = 1260 \text{ Па}.$$

Рабочей в этом случае будет точка B.

Можно выбрать вентилятор варианта I, но с частотой вращения 920 мин$^{-1}$ — кривая $P'_{v_{20}}$.

Если не считаться с разницей в значении к. п. д. вентилятора, то, поскольку фактическое давление остается равным 1050 Па, расходуемая мощность будет, как и в варианте I, 11,2 кВт.

Таким образом, в данном случае различное расположение вентилятора по отношению к нагревателю влияет только на значение частоты его вращения. Но если возможна работа системы с выключенным нагревателем, вентилятор при частоте вращения 920 мин$^{-1}$ перемещает воздух с температурой 20° С и согласно каталожным данным дает заданный расход воздуха при давлении $P_{v_{20}} = 1260$ Па (точка B, сеть *2*). Расходуемая мощность, если опять пренебречь изменением к. п. д.,

$$N_1 = \frac{30\,000 \cdot 1260}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}78} = 13{,}5 \text{ кВт}.$$

8. УСТОЙЧИВОСТЬ РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Работа вентилятора в сети весьма часто сопровождается изменением колебательного характера значений расхода воздуха, давления и потребляемой мощности. Причиной этого может быть, например, изменение напряжения электросети и как следствие изменение частоты вращения электродвигателя.

При работе вентилятора на обычную вентиляционную сеть, имеющую параболическую характеристику ($P_v = kQ^2$), эти колебания носят временный характер, так как при установлении первоначального напряжения электросети частота вращения электродвигателя, а следовательно, и работа вентилятора полностью восстанавливаются.

Тем не менее, особенно в тех случаях когда колебания становятся значительными, такое нарушение работы вентиляторов весьма нежелательно.

Исключить это явление весьма трудно, но уменьшить его последствия вполне возможно путем правильного выбора типа вентилятора и режима его работы. Сказанное станет понятным, если рассмотреть устойчивость работы вентилятора.

При падении частоты вращения электродвигателя и вентилятора соответственно понизятся и кривые давления вентилятора. Рабочая точка также переместится. При одном и том же изменении давления соответствующее ему изменение подачи вентилятора зависит от характера того участка кривой давления, где находится рабочая точка, — при снижающемся участке кривой изменение подачи получается меньшим, чем при восходящем участке.

Поэтому для большей устойчивости работы вентилятора лучше выбирать режим на падающей стороне кривой давления, т. е., как правило, вправо от максимального значения к. п. д.

Возможность использования вентилятора с рабочей точкой левее максимального значения к. п. д. следует определять в каждом конкретном случае в зависимости от заданных условий эксплуатации и характера кривой давления вентилятора на этом участке.

Однако бывают случаи, когда работа вентилятора с рабочей точкой левее максимального значения к. п. д. вообще недопустима. Это может быть при подаче воздуха вентилятором в большую емкость, истечение воздуха из которой меньше, чем подача вентилятора при наибольшем для него давлении.

Вначале, когда статическое давление в резервуаре еще невелико, вентилятор подает в него большие объемы воздуха. Давление в резервуаре постепенно растет и соответственно уменьшается подача воздуха. Наконец, настает момент, когда давление в резервуаре достигает максимально возможного давления вентилятора. Но подача воздуха в резервуар все еще превышает истечение воздуха из него, поэтому давление в резервуаре продолжает расти и в какой-то момент превысит давление вентилятора. В результате воздух потечет в обратном направлении через вентилятор, не прекращая истекать из резервуара и через воздуховод. Давление в резервуаре понизится. Затем весь цикл работы начнет повторяться. Таким образом, работа вентилятора все время будет неустойчивой.

Если утечка воздуха из резервуара больше, чем подача при наибольшем для вентилятора давлении, то перетекания воздуха в обратном направлении через вентилятор не будет, так как давление в резервуаре никогда не превысит максимального давления вентилятора.

9. ВЛИЯНИЕ НЕТОЧНОСТИ РАСЧЕТА СЕТИ НА РАБОТУ ВЕНТИЛЯТОРА

Неточность расчета сети заключается в основном в ошибочном вычислении или сознательном завышении величины сопротивления сети.

На рис. 44 достаточно ясно видно, в чем заключается влияние ошибочного расчета сопротивления сети на работу вентилятора: одного с падающей кривой давлений P_{v1} (с лопатками, загнутыми назад) и другого с седлообразной кривой давления P_{v2} (с лопатками, загнутыми вперед).

Завышение величины сопротивления сети приводит к тому, что фактически сеть будет представлена не кривой *1*, а, например, кривой *3*. Следовательно, рабочая точка вентилятора окажется не в точке *А*, как предполагалось по расчету, а в точке *Б* (если вентилятор имеет кривую P_{v1}) или в точке *В* (если вентилятор имеет кривую P_{v2}). Соответственно увеличивается расход воздуха, особенно у вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, и, что весьма важно, у этих вентиляторов может значительно повыситься и потребляемая мощность. Наоборот, при занижении величины сопротивления сети расход воздуха и потребляемая мощность выбранного вентилятора должны понизиться (кривая *2*).

Расчет вентиляционных сетей, и в частности определение величины их сопротивления, не относится к числу точных. Неточность $\pm 10\%$ считается нормальной. Поэтому, чтобы обеспечить достаточность создаваемого вентилятором давления, вычисленную величину его увеличивают, как правило, на 10—15%. Это, безусловно, гарантирует в большинстве случаев надежность работы вентиляторов, но может, как мы уже знаем, привести к нежелательному повышению расходуемой мощности. Поэтому следует подробнее разобрать этот вопрос и показать, к чему может привести искусственное завышение величины сопротивления на 10—15% (рис. 45). Для большей объективности интересующие нас параметры выразим в процентах.

Требуемое от вентилятора полное давление, полученное по расчету, принято за 100 при расходе воздуха, также соответствующем значению 100 (точка *А*). Проектировщик искусственно завышает величину давления на 15%, считая таким образом точку *Б* за рабочую. Для обеспечения этого режима могут быть выбраны радиальные вентиляторы двух типов: с лопатками, загнутыми вперед (P_{v1} и N_1), и с лопатками, загнутыми назад (P_{v2} и N_2).

Предположим, что расчет оказался правильным и фактической кривой сети является кривая *2*, а не кривая *1*. Тогда фактическими рабочими точками будут точка *Г* при вентиляторе с лопатками, загнутыми вперед,— расход мощности повышается на 6% (точка *Ж*) и точка *Д* при вентиляторе с лопатками, загнутыми назад,—расход мощности не увеличивается (точка *Е*).

Может быть и другой случай: при расчете сети допущена неточность в сторону завышения на 10%, т. е. на самом деле сопротивление

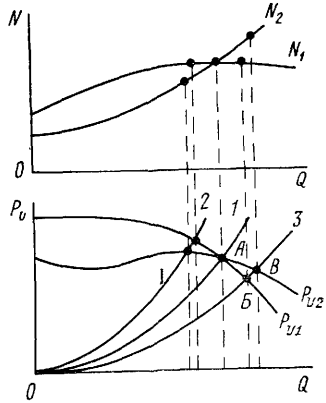


Рис. 44. Влияние неточности расчета сети на работу вентиляторов с разными характеристиками

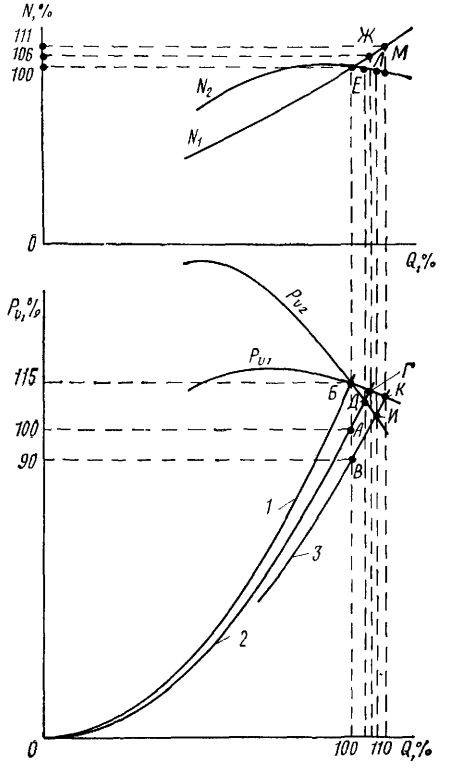


Рис. 45. Влияние искусственного завышения сопротивления сети вследствие предположительной неточности ее расчета

сети составляет не 100, а 90 (точка *В* на кривой *3*). Проектировщик же считает правильной величину 100 и надбавляет еще 15%, принимая (ошибочно) точку *Б* за рабочую. Фактически рабочими точками будут в данном случае: точка *И* для вентилятора с лопатками, загнутыми назад, и точка *К* для вентилятора с лопатками, загнутыми вперед; в последнем случае расходуемая мощность повышается на 11% (точка *М*).

Расчеты показывают, что искусственное завышение сопротивления сети может привести к увеличению расхода мощности на 6%, а в некоторых случаях и на 11% только при применении радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед. При использовании вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, и осевых, у которых кривые мощности примерно аналогичны, увеличения расхода мощности можно не опасаться.

Глава IV. РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

1 ПРИМЕНЯЕМЫЕ СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Когда говорят о регулировании вентиляторов, то подразумевают искусственное уменьшение его подачи от какой-то начальной его величины до любой необходимой.

При уменьшении подачи понижается в разной степени (в зависимости от способа регулирования) и расходуемая вентилятором мощность

Основным требованием к регулирующим устройствам для вентиляторов является возможность плавного изменения подачи от максимального для данной установки значения до заданного значения. При этом регулирующее устройство должно быть экономичным, т. е. чтобы понижение подачи происходило при наибольшем снижении потребляемой вентилятором мощности

При эксплуатации радиальных вентиляторов применяют несколько способов регулирования:

изменением частоты вращения колеса вентилятора,

введением в вентиляционную сеть дополнительного сопротивления (дросселированием);

закручиванием потока воздуха, входящего в колеса вентилятора.

Известны и другие способы (регулирование направления потока выходящего из колеса воздуха с помощью закрылок и уменьшением ширины колеса путем приближения его заднего диска к переднему), но они не нашли в вентиляционных системах практического использования и поэтому здесь не рассматриваются.

Осевые вентиляторы регулируют изменением частоты вращения, поворотом лопаток колеса и поворотом лопастей направляющего аппарата.

Направляющий аппарат у осевого вентилятора является по существу элементом его конструкции, и поэтому поворот лопастей этого аппарата, так же как и поворот лопаток колеса вентилятора, фактически меняет аэродинамическую схему вентилятора, а следовательно, и его аэродинамические характеристики. В каталогах аэродинамические характеристики указаны для различных углов поворота лопаток колеса и лопастей направляющего аппарата, так что проектировщику весьма удобно выбирать вентилятор на заданные условия.

Поэтому все, что рассматривается ниже, относится к регулированию радиальных вентиляторов, за исключением изменения частоты вращения колеса, которое в одинаковой степени касается и осевых вентиляторов.

2. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ВЕНТИЛЯТОРА ИЗМЕНЕНИЕМ ЧАСТОТЫ ЕГО ВРАЩЕНИЯ

Работа вентилятора на сеть при изменении частоты вращения колеса происходит, как правило, при неизменном коэффициенте полезного действия. Снижение мощности определяется по формуле (5):

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3;$$

графически — это параболическая кривая.

Такое регулирование вентилятора является идеальным с точки зрения экономичности работы самого вентилятора, поскольку его к. п. д. не изменяется. Что же касается экономичности всей вентиляционной установки, т. е. вентилятора с приводом, то это зависит от способа изменения частоты вращения.

Плавного регулирования можно достигнуть несколькими отличными друг от друга способами.

Можно регулировать различными электроприводами: системой «генератор — двигатель» (Леонарда); электроприводом с асинхронным двигателем, регулируемым посредством дросселя с подмагничиванием; электроприводом с применением асинхронного двигателя с жидкостным реостатом; электроприводом с двумя асинхронными двигателями (Сандлера).

Эти электроприводы не получили пока применения в вентиляционных установках вследствие большой стоимости и сложности изготовления. Достаточно указать, что большинство из них представляет собой сочетание нескольких машин: электропривод Леонарда кроме электродвигателя вентилятора имеет еще две машины; электропривод с асинхронным двигателем, регулируемым посредством дросселя с подмагничиванием, осложнен тем, что дроссель должен быть по мощности равен электродвигателю вентилятора; электропривод Сандлера требует установки кроме мотора вентилятора еще асинхронного двигателя с поворотным статором нестандартного исполнения и сервопривода с большим передаточным числом редуктора.

Более простым и дешевым является электропривод с применением асинхронного двигателя с жидкостным реостатом, однако последний требует особого наблюдения и неудобен в эксплуатации.

Следует заметить, что для вентиляторов большой величины и значительной мощности применение электропривода вполне рационально: например, для шахтных вентиляторов с колесом диаметром более 3 м.

Наиболее распространен способ регулирования гидромуфтами и индукторными муфтами скольжения.

Гидромуфта состоит из двух соосных роторов с лопатками: одного, соединенного с валом электродвигателя, и второго—с валом вентилятора. Большее или меньшее заполнение маслом пространства между роторами дает большее или меньшее сцепление между ротора-

ми, вследствие чего, регулируя объем подаваемого масла, можно изменить частоту вращения ведомого вала при неизменной частоте вращения ведущего.

Индукторная муфта скольжения является относительно менее известным у нас регулирующим устройством Принцип действия ее примерно такой же, как и гидромуфты. Состоит она из двух механически не связанных друг с другом частей: стального индуктора на приводном валу (например, вентилятора) и стального якоря на ведущем валу (электродвигателя). Индуктор несет на себе обмотку возбуждения постоянного тока, которая питается от обычной осветительной сети через выпрямитель. Увеличение или уменьшение тока, осуществляемое с помощью плавно регулируемого автотрансформатора, меняет величину магнитного поля между индуктором и якорем, соответственно чему изменяется сила сцепления между ними и происходит большее или меньшее отставание индуктора от якоря.

Энергетические показатели гидромуфты и индукторной муфты скольжения совершенно одинаковы, если не считать относительно небольшого дополнительного расхода электроэнергии на работу насоса, подающего масло в гидромуфту. Определить эти показатели весьма несложно

Снижение мощности при уменьшении частоты вращения определяется, как известно, зависимостью

$$\frac{N}{N_0} = f\left(\frac{n}{n_0}\right). \tag{17}$$

Преобразуя уравнение (5) для нашего случая, получим так называемую идеальную кривую снижения мощности:

$$\left(\frac{N}{N_0}\right)_{\text{ид}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^3.$$

К. п. д. муфты определяется уравнением

$$\eta_{\text{м}} = \frac{n}{n_0}.$$

Отсюда теоретическая кривая снижения мощности, потребляемой вентилятором, при уменьшении его частоты вращения с помощью гидромуфты или индукторной муфты скольжения будет:

$$\left(\frac{N}{N_0}\right)_{\text{м}} = \left(\frac{N}{N_0}\right)_{\text{ид}} : \eta_{\text{м}} = \left(\frac{n}{n_0}\right)^2.$$

Гидромуфта и индукторная муфта скольжения являются относительно дорогостоящим оборудованием, и поэтому их применение рационально главным образом для больших вентиляторов — № 12,5 и более. Вентиляторы таких размеров работают в большинстве случаев с частотой вращения колеса от 700 до 200 мин$^{-1}$. Вследствие этого соединять ведущую полумуфту напрямую с электродвигателем, имеющим частоту вращения 1500 или даже 1000 мин$^{-1}$, нерационально, так как в этом случае начальному режиму вентилятора соответ-

ствует работа муфты уже при сниженной, и довольно значительно, частоте вращения ее индуктора, т. е. не при максимальном ее к п.д , а при значительно более низком. Поэтому, как правило, гидромуфта или индукторная муфта скольжения соединяется с электродвигателем через ременную передачу.

Довольно известным способом изменения скорости вращения ведомого вала, но весьма мало распространенным в вентиляторных установках, является применение ременного вариатора скоростей.

Принцип действия этого устройства основан на изменении передаточного отношения шкивов ременного привода; ведомый шкив состоит из двух половин, одну из которых с помощью пружины можно передвигать вдоль вала, изменяя расстояние между ними (сближая или раздвигая). Соответственно этому ремень также занимает различное положение между обеими частями шкива (приближается к валу или отодвигается), радиус его обращения вокруг оси вала изменяется, а вслед за ним меняется и передаточное отношение. Передвижение подвижной части шкива вдоль вала производится от руки или от привода, без остановки работы передачи.

Кривая снижения мощности является по существу идеальной, но должна быть внесена поправка на к. п. д. вариатора. При передаваемой мощности до 12—15 кВт ременной вариатор скоростей ограничивается одним ведомым шкивом и поэтому представляет собой достаточно простое и недорогое устройство. При бо́льших мощностях вариатор должен уже иметь несколько шкивов, вследствие чего его конструкция усложняется, и применение ременного вариатора скоростей для вентиляторов, потребляющих мощность не более 15 кВт, менее рационально.

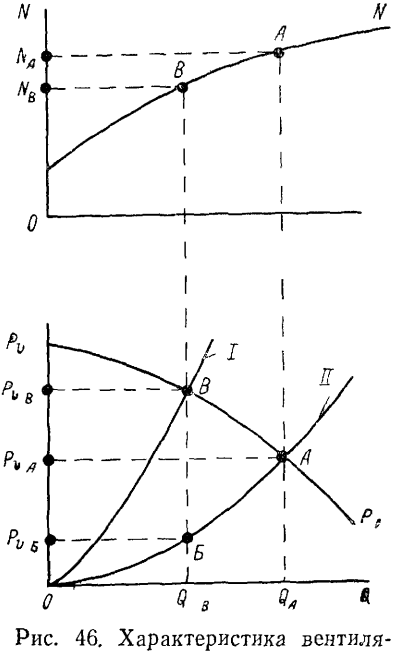


Рис. 46. Характеристика вентилятора и сети
I — с дросселем, *II* — без дросселя

3. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ВЕНТИЛЯТОРА ВВЕДЕНИЕМ В СЕТЬ ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ

Принцип регулирования подачи вентилятора введением в сеть дополнительного сопротивления или, как принято называть, дросселированием достаточно хорошо известен.

При введении в сеть дополнительного сопротивления (рис. 46) кривая сети и дополнитель-

ного сопротивления передвигается влево на графике $Q - P_v$. Влево перемещается и рабочая точка вентилятора, соответственно чему понижается и создаваемая ими подача. Если до введения дополнительного сопротивления (дросселя) в сеть вентилятор имел подачу Q_A при давлении P_{vA} и потреблял мощность

$$N_A = \frac{Q_A P_{vA}}{3600 \cdot 1000 \eta_A},$$

а после введения дросселя подача стала равной Q_B и давление P_{vB}, то потребляемая мощность, расходуемая на преодоление сопротивления сети и дросселя:

$$N_B = \frac{Q_B P_{vB}}{\eta_B} = \frac{Q_B P_{vБ}}{\eta_B} \cdot \frac{P_{vБ}}{P_{vБ}} \approx N_Б \frac{P_{vB}}{P_{vБ}},$$

т. е. значительная часть потребляемой вентилятором мощности расходуется на преодоление сопротивления дросселя.

Вообще же снижение мощности при дросселировании происходит по кривой мощности от точки A до точки B; эту кривую часто называют дроссельной кривой вентилятора.

Отсюда можно сделать вывод, что эффективность дросселирования зависит только от типа вентилятора.

4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДАЧИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ЗАКРУЧИВАНИЕМ ПОТОКА ВОЗДУХА ПЕРЕД КОЛЕСОМ

При отсутствии закручивания потока воздуха перед колесом вентилятора теоретическое давление последнего выражается, как известно, уравнением (2):

$$F_т = \rho u_2 c_{2u}.$$

Следовательно, предполагается, что скорость закручивания c_{1u}, входящая в уравнение (1):

$$P_т = \rho u_2 c_{2u} - \rho u_1 c_{1u},$$

равна нулю и, значит, абсолютная скорость потока на входе на лопатку колеса c_1 перпендикулярна направлению скорости u_1 (рис.47).

При искусственном закручивании потока воздуха перед колесом направление относительной скорости w_1 отклоняется в сторону направления вращения колеса, причем тем больше, чем сильнее происходит это закручивание. Составляющая c_{1u} становится больше нуля, и теоретическое давление, которое определяется теперь уже уравнением (2), уменьшается.

Соответственно этому понижаются кривые давления вентилятора на графике $Q - P_v$, причем это понижение происходит тем сильнее, чем бо́льшим является угол закручивания потока α; подача вентилятора, работающего на определенную сеть, уменьшается

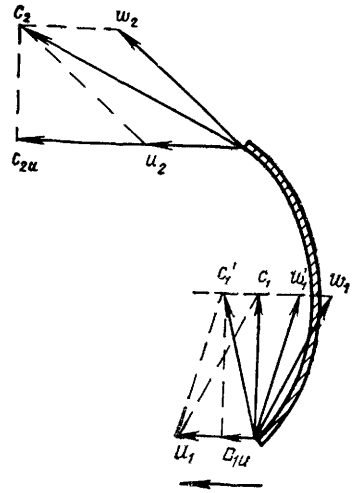


Рис. 47 Треугольники скоростей на лопатке рабочего колеса вентилятора при регулировании направляющим аппаратом (стрелка показывает направление вращения колеса)

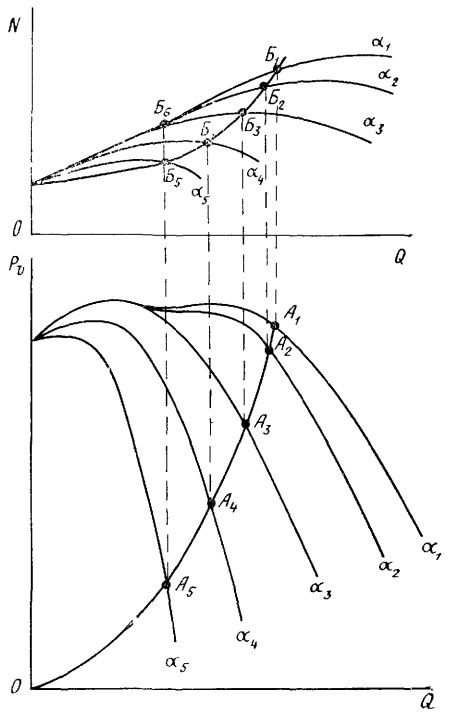


Рис. 48. Схема регулирования вентилятора осевым направляющим аппаратом

(рис. 48). С понижением кривых давлений уменьшается и к. п. д. вентилятора, поэтому снижение расходуемой мощности происходит не пропорционально уменьшению произведения расхода воздуха на давление QP_v, а в меньшей степени. На рис. 48 видно, что понижение расходуемой вентилятором мощности при закручивании потока воздуха перед колесом происходит по кривой $Б_1Б_5$.

Устройства, осуществляющие закручивание потока воздуха перед входом в колесо радиального вентилятора, называются направляющими аппаратами.

Для центробежных вентиляторов направляющие аппараты можно подразделить на четыре типа:

а) осевой направляющий аппарат (ОНА), представляющий собой набор радиально расположенных во входном патрубке вентилятора (или в самостоятельном патрубке) лопастей, которые можно одновременно и синхронно поворачивать на любой угол вокруг радиальных осей;

б) упрощенный осевой направляющий аппарат конструкции Л. А. Рихтера (УОНА), состоящий из двух секторов, которые разворачиваются в различные стороны и обеспечивают тем самым частичное закручивание проходящего между ними воздуха;

в) радиальный направляющий аппарат (РНА), представляющий собой спиральный кожух с набором поворотных лопастей, располо-

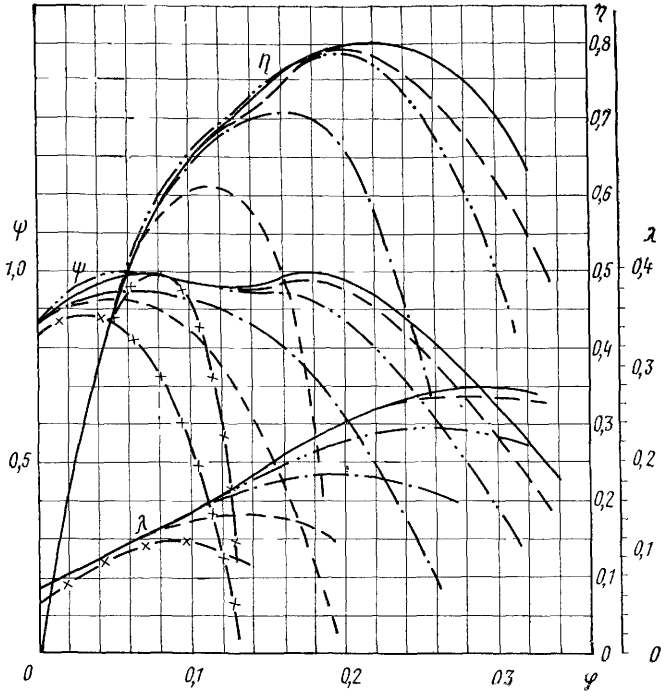


Рис 49 Характеристика вентилятора Ц4-70 с осевым направляющим аппаратом (с различными углами поворота лопаток) и без него
—— без направляющего аппарата, — — α=0°, — · — α = 20°, — · — α=40°; — — — α=60°, — × — α=75°

женных по кругу параллельно оси вала вентилятора; этот кожух примыкает к входному патрубку корпуса вентилятора;

г) упрощенный радиальный направляющий аппарат конструкции А. Г. Бычкова, состоящий из коробки с набором поворотных лопастей, расположенных не по кругу, как у РНА, а на прямой, параллельной оси вала.

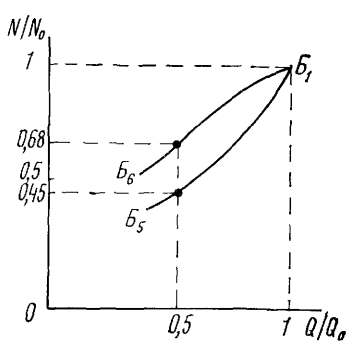


Рис. 50. Кривые $Б_1Б_5$ и $Б_1Б_6$ в координатах Q/Q_0 и N/N_0

В вентиляторах, устанавливаемых в вентиляционных системах, применяются почти всегда осевые направляющие аппараты (ОНА) вследствие их меньших размеров по сравнению с размерами направляющих аппаратов других типов при одинаковой эффективности работы и экономичности.

На рис. 49 представлена характеристика вентилятора Ц4-70 с осевым направляющим аппаратом при различных углах поворота лопастей последнего.

Экспериментальные исследования различных авторов показали, что экономичность регулирования вентиляторов осевыми направляющими аппаратами почти не зависит от числа и формы лопаток и значительно зависит от типа вентилятора и режима его работы.

Обычно число лопаток принимается равным 8 или 12. Лопатки, как правило, вырезают из плоского металлического листа постоянной толщины, и только в тех случаях, когда прочность и жесткость лопаток (у вентиляторов большой величины) оказывается недостаточной, их выполняют крыловидными или чечевицеобразными.

Прежде чем рассматривать зависимость экономичности регулирования от типа вентилятора и режима его работы, следует пояснить, что понимается под экономичностью регулирования и как она оценивается.

Понижение расходуемой вентилятором мощности (см. рис. 48) происходит при регулировании направляющим аппаратом по кривой $Б_1Б_5$ и при регулировании дросселем по кривой $Б_1Б_6$. Положение этих кривых показывает, что регулирование направляющим аппаратом эффективнее и экономичнее дросселирования.

Для более точной оценки экономичности таких кривых удобнее пользоваться графиками с кривыми снижения мощности или, как принято их называть, с кривыми регулирования.

Снижение мощности определяем по формуле (17), заменяя n на Q и n_0 на Q_0:

$$\frac{N}{N_0} = f\left(\frac{Q}{Q_0}\right). \tag{18}$$

В этом случае кривые $Б_1Б_5$ и $Б_1Б_6$ (см. рис. 48) будут выглядеть несколько иначе (рис. 50). С помощью рис. 50 легко оценить экономичность обоих способов регулирования. Например, при регулировании подачи данного вентилятора от исходного значения до 50% от него потребляемая мощность падает при дросселировании до 68% и при регулировании направляющим аппаратом до 45%.

Рассмотрим влияние на экономичность регулирования вентилятора направляющим аппаратом значения относительного диаметра входа в колесо, угла выхода лопаток колеса, начального режима работы вентилятора.

Относительным диаметром входа в колесо называют отношение диаметра окружности, от которой берут свое начало лопатки, к диаметру колеса, т. е. к окружности, где расположены концы лопаток.

Влияние относительного диаметра входа в колесо на экономичность регулирования направляющим аппаратом заключается в следующем: чем меньше этот диаметр, тем более низкой является и экономичность регулирования закручиванием потока воздуха перед колесом.

Такая закономерность легко объясняется теоретически с помощью уравнения Эйлера — при одной и той же частоте вращения колеса скорость u_1 понижается при уменьшении значения относительного диаметра входа в колесо и соответственно этому уменьшается и второй член уравнения Эйлера.

Таким образом, понижение кривой давления при повороте лопаток направляющего аппарата на один и тот же угол будет более значительным у вентилятора с бóльшим относительным диаметром входа в колесо.

Регулирование направляющим аппаратом вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, экономичнее, чем вентиляторов с лопатками, загнутыми назад.

При проведении исследований по определению влияния на регулирование начальных режимов вентилятора было обнаружено довольно любопытное явление: у вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, более экономичным является регулирование на начальном режиме с меньшим расходом воздуха; у вентиляторов с лопатками, радиально оканчивающимися, экономичность регулирования практически одинакова на различных начальных режимах; у вентиляторов же с лопатками, загнутыми вперед, наоборот, более экономичным является регулирование на начальном режиме с бóльшим расходом воздуха.

Описанный выше эффект влияния на экономичность регулирования вентилятора направляющим аппаратом таких факторов, как значение относительного диаметра входа в колесо, угол выхода лопаток колеса и начальный режим работы, был, как уже говорилось, обнаружен при экспериментальных исследованиях. Естественно возникает вопрос, не являются ли экспериментальные результаты случайными (поскольку они носили ограниченный характер), не позволяющими сделать обобщенные выводы. Поэтому теоретические подтверждения этого эффекта следует считать не только полезными, но и необходимыми.

На основе уравнения Эйлера при некоторых возможных для этого случая допущениях удалось получить[1] теоретическое уравнение кривой регулирования:

$$\frac{N}{N_0} = \frac{w_2 \cos(180^\circ - \beta_2) - \bar{D}_1 w_1 \cos(180^\circ - \beta_1)}{u_2 + w_2 \cos(180^\circ - \beta_2)} \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 + \\ + \frac{u_2 - \bar{D}_1 u_1}{u_2 + w_2 \cos(180^\circ - \beta_2)} \frac{Q}{Q_0}.$$

Это уравнение является параболой типа

$$\frac{N}{N_0} = A\left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 + B\left(\frac{Q}{Q_0}\right).$$

[1] **Г. Г. Вахвахов.** Исследование осевых направляющих аппаратов для эксплуатационного регулирования производительности центробежных вентиляторов и выбор оптимальных схем этих аппаратов. Дисс. на соискание ученой степени канд. техн. наук. МИСИ, 1954.

Здесь $A + Б = 1$, так как при $Q/Q_0 = 1$ N/N_0 должно быть также равно 1.

Поэтому последнее уравнение можно записать в следующем виде:

$$\frac{N}{N_0} = (1 - Б)\left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 + Б\left(\frac{Q}{Q_0}\right) = Б\left[\frac{Q}{Q_0} - \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2\right] + \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2.$$

Так как $\frac{Q}{Q_0} - \left(\frac{Q}{Q_0}\right)^2 > 0$, то N/N_0 уменьшается с уменьшением $Б$.

Но

$$Б = \frac{u_2 - \overline{D}_1 u_1}{u_2 + w_2 \cos(180° - \beta_2)},$$

и поэтому можно сделать следующие выводы:

а) чем больше относительный диаметр входа в колесо $\overline{D}_1$, тем меньше отношение N/N_0;

б) с уменьшением угла выхода лопатки β_2 отношение N/N_0 увеличивается, т. е. регулирование становится менее экономичным;

в) при различных режимах работы изменяется Q_0 и соответственно этому w_2; с увеличением Q_0 при $\beta_2 > 90°$ (лопатки, загнутые вперед) $\cos(180° - \beta_2)$ имеет положительное значение — $Б$ и N/N_0 уменьшаются, при $\beta_2 = 90°$ (лопатки, радиально оканчивающиеся) $\cos(180° - \beta_2)$ равен нулю — $Б$ и N/N_0 остаются неизменными, а при $\beta_2 < 90°$ (лопатки, загнутые назад) $\cos(180° - \beta_2)$ имеет отрицательное значение — $Б$ и N/N_0 увеличиваются.

Таким образом, теоретические выводы полностью подтвердили результаты, полученные экспериментальным путем.

Следует указать, что полученное уравнение устанавливает только качественную связь между экономичностью регулирования, с одной стороны, и геометрическими параметрами и режимом работы вентилятора — с другой. Значения падения мощности получать таким образом нельзя, так же как нельзя определять фактические давления вентилятора по уравнению Эйлера.

Небезынтересно указать еще на одно различие между вентилятором с лопатками, загнутыми вперед, и вентилятором с лопатками, загнутыми назад, при регулировании их направляющим аппаратом, замеченное автором при экспериментальных исследованиях, проведенных в 1953 г., и независимо от него В. М. Коваленко и К. В. Чебышевой в ЦАГИ им. Жуковского [4].

Оказалось, что закручивание направляющим аппаратом потока воздуха перед входом в колесо вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, изменяет кинематику потока за колесом не только количественно, что естественно, но и качественно. Скорость закручивания потока за колесом c_{2u} уменьшается по сравнению со скоростью, которая была до поворота лопастей направляющего аппарата, не только из-за естественного уменьшения скоростей w_1 и w_2, но и вследствие поворота вектора скорости w_2 в сторону, противоположную вращению колеса. Соответственно этому давление вентилятора понижается не только за счет появления скорости закручивания потока перед

входом в колесо, но и за счет уменьшения этой скорости при повороте вектора скорости.

У вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, такого явления не наблюдалось, т. е. при закручивании потока перед колесом скорость закручивания уменьшалась только в связи с уменьшением w_1 и w_2.

5. СРАВНЕНИЕ ОПИСАННЫХ СПОСОБОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИ ОДНОСКОРОСТНОМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕ

Характер регулирования вентилятора дросселем и направляющим аппаратом зависит, как было выяснено, от типа вентилятора. Следовательно, экономичность различных способов регулирования не может быть одинаковой для всех типов вентиляторов, но существует определенная закономерность. Поэтому проведение такого анализа представляет безусловный интерес и может принести пользу.

Сравнение целесообразно сделать на примере какого-нибудь вентилятора, наиболее распространенного в системах вентиляции, например вентилятора Ц4-70. Что же касается способов регулирования, то следует, естественно, выбрать для сравнения наиболее распространенные: например, применением осевого направляющего аппарата, гидромуфты, индукторной муфты скольжения и ременного вариатора скоростей Целесообразно также привести данные и по регулированию дросселем.

Сравнительный анализ был сделан с помощью известной формулы относительной кривой регулирования или относительной кривой снижения мощности:

$$\frac{N}{N_0} = f\left(\frac{Q}{Q_0}\right).$$

Кривые регулирования вентилятора Ц4-70 теми способами регулирования, которые мы собираемся сравнивать, представлены на рис. 51 (начальный режим соответствует работе вентилятора при максимальном к. п. д.). За исключением кривой снижения мощности идеальным способом (изменением частоты вращения), которая определена теоретически, все кривые построены на основании экспериментальных данных: при регулировании дросселем и осевым направляющим аппаратом — по материалам ЦАГИ им. Г. Е. Жуковского; при регулировании гидромуфтой — по материалам лаборатории гидравлических машин АН УССР; при регулировании индукторной муфтой скольжения — по материалам б. Всесоюзного научно-исследовательского института санитарно-технического оборудования (ВНИИСТО МПСМ СССР).

По данным испытаний гидромуфты и индукторной муфты скольжения оказалось, что последняя несколько экономичнее первой. Однако известно, что энергетические показатели этих устройств теоретически одинаковы, и, очевидно, получившуюся разницу следует отнести за счет различного качества изготовления и, возможно, точ-

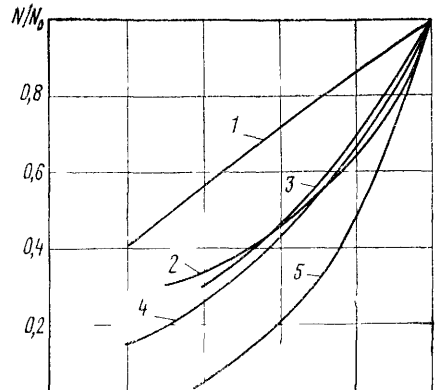


Рис 51 Кривые снижения мощности, потребляемой вентилятором Ц4-70, при регулировании различными устройствами и способами

1 — дросселем, *2* — осевым направляющим аппаратом, *3* — гидромуфтой, *4* — индукторной муфтой скольжения, *5* — идеальным способом

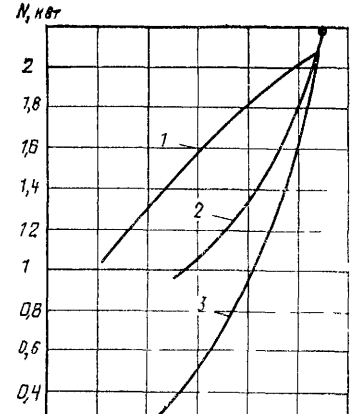


Рис 52 Кривые снижения мощности, потребляемой вентилятором Ц4-70 № 5 при регулировании различными устройствами и способами

1 — дросселем, *2* — направляющим аппаратом, *3* — идеальным способом

ности испытаний. Поэтому в дальнейшем, для большей объективности сравнения, имеет смысл принять для гидромуфты и индукторной муфты скольжения общую кривую снижения мощности, например кривую *4* на рис. 51.

Правильного суждения об эффективности регулирования вентилятора рис. 51 не дает, так как кривые на нем построены без учета к. п. д. вентилятора. Между тем этот к. п. д. влияет довольно существенным образом на экономичность регулирования. Лучше всего это показать на примере регулирования вентилятора Ц4-70 № 5 тремя способами: идеальным, применением дросселя и применением осевого направляющего аппарата.

Допустим, что, работая на какую-то конкретную сеть при частоте вращения 1600 мин$^{-1}$, вентилятор дает производительность 6500 м^3/ч при полном давлении 950 Па. Этот режим вентилятора является начальным. Определяем потребляемую вентилятором мощность, для чего предварительно нужно установить значение к. п. д. вентиляторов.

При регулировании частотой вращения вентилятор имеет свободный вход и его к. п. д. $\eta_1 = 0{,}8$.

Дроссель-клапан, располагаемый во входном патрубке, имеет настолько малое сопротивление, что им можно пренебречь. Таким образом, к. п. д. вентилятора с дроссель-клапаном можно также принять равным 0,8.

Но к. п. д вентилятора с полностью открытым направляющим аппаратом, согласно испытаниям, $\eta_2 = 0{,}77$.

В таком случае мощность, потребляемая вентилятором со свободным входом или с дроссель-клапаном,

$$N_1 = \frac{QP_v}{3600 \cdot 1000 \eta_1} = \frac{6500 \cdot 950}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}8} = 2{,}1 \text{ кВт},$$

а мощность, потребляемая вентилятором с направляющим аппаратом,

$$N_2 = N_1 \frac{\eta_1}{\eta_2} = 2{,}1 \frac{0{,}8}{0{,}77} = 2{,}2 \text{ кВт}.$$

Следовательно, кривые снижения мощности должны брать свое начало не в одной точке, а соответственно фактически потребляемым мощностям, как и показано на рис. 52. Аналогично этому и относительные кривые снижения мощности $N/N_0 = f(Q/Q_0)$ также должны иметь начало в различных точках соответственно значениям к. п. д., которые имеют вентиляторы с теми или другими регулирующими устройствами.

Поскольку установка дросселя не понижает к. п. д. вентилятора, примем, что относительная кривая снижения мощности для вентилятора с дросселем $(N/N_0)_{др} = f(Q/Q_0)$ берет свое начало в точке, соответствующей единице, а все кривые, относящиеся к вентиляторам с другими регулирующими устройствами, сравниваются с кривой регулирования дросселем как с эталоном.

Положение точки начала относительных кривых снижения мощности (обозначим ее A) для вентиляторов с другими регулирующими устройствами определяется отношением

$$A = \frac{\eta_{в.др}}{\eta_{в.р.у}},$$

где $\eta_{в.др}$ — к. п. д. вентилятора с дросселем;

$\eta_{в.р.у}$ — к. п. д. вентилятора с каким-либо другим регулирующим устройством.

Коэффициенты понижения к. п. д. вентилятора из-за применения вместе с ним регулирующих устройств принимаем равными: для дросселя $k_{др} = 1$; для осевого направляющего аппарата $k_{н.а} = 0{,}96$; для гидромуфты и индукторной муфты скольжения $k_м = 0{,}96$; для вариатора $k_{вар} = 0{,}86$. Обычно вентиляторы приводятся во вращение с помощью клиноременной передачи, за исключением того случая, когда регулирующим устройством является вариатор. К. п. д. ременного привода принимаем $\eta_{р.пр} = 0{,}95$.

В результате к. п. д. вентилятора с указанными регулирующими устройствами получились равными:

с дросселем и ременным приводом

$$\eta_{в.др} = \eta_в k_{др} \eta_{р.пр} = 0{,}8 \cdot 1 \cdot 0{,}95 = 0{,}76;$$

с осевым направляющим аппаратом и ременным приводом

$$\eta_{в.н.а} = \eta_в k_{н.а} \eta_{р.пр} = 0{,}8 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}95 = 0{,}72;$$

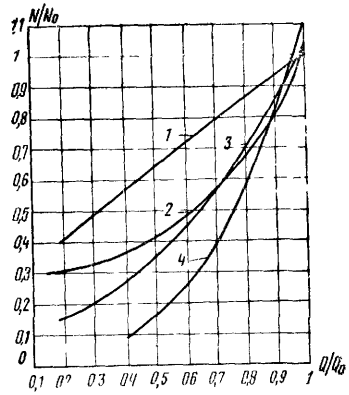


Рис. 53. Кривые снижения мощности, потребляемой вентилятором Ц4-70 при регулировании различными устройствами с учетом их к. п. д.

1 — дросселем и клиноременным приводом; *2* — осевым направляющим аппаратом и клиноременным приводом, *3* — индукторной муфтой скольжения или гидромуфтой и клиноременным приводом; *4* — ременным вариатором скоростей

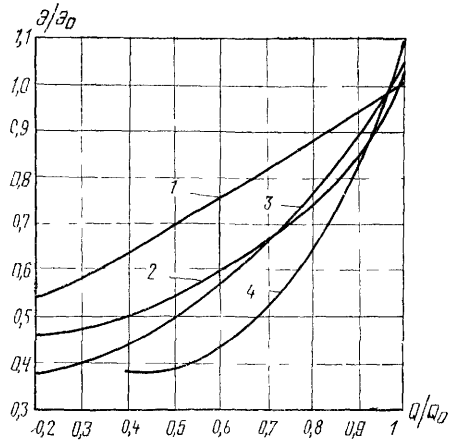


Рис. 54. Кривые снижения мощности, забираемой вентилятором Ц4-70 из электросети при регулировании различными устройствами с учетом к. п. д. привода

1 — дросселем; *2* — направляющим аппаратом; *3* — электромуфтой; *4* — вариатором скоростей

с гидромуфтой или индукторной муфтой скольжения и ременным приводом

$$\eta_{в.м} = \eta_в \, k_м \, \eta_{р.пр} = 0{,}8 \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}95 = 0{,}72;$$

с вариатором

$$\eta_{в.вар} = \eta_в \, k_{вар} = 0{,}8 \cdot 0{,}86 = 0{,}69.$$

Теперь можно определить положение точки начала кривых снижения мощности:

для направляющего аппарата

$$A = \frac{\eta_{в.др}}{\eta_{в.н.а}} = \frac{0{,}76}{0{,}72} = 1{,}05;$$

для гидромуфты и индукторной муфты скольжения

$$A = \frac{\eta_{в.др}}{\eta_{в.м}} = \frac{0{,}76}{0{,}72} = 1{,}05;$$

для вариатора

$$A = \frac{\eta_{в.др}}{\eta_{в.вар}} = \frac{0{,}76}{0{,}69} = 1{,}1.$$

Относительные кривые снижения потребляемой мощности (кривые регулирования) с учетом влияния регулирующих устройств

на к. п. д вентилятора, представленные на рис. 53, достаточно объективно характеризуют экономичность основных способов регулирования, но только по отношению к потребляемой вентилятором мощности, т. е. мощности на его валу.

Окончательная же сравнительная оценка экономичности способов регулирования вентиляторов может быть выявлена только по расходу электроэнергии в электросети, а последний зависит не только от мощности, расходуемой самим вентилятором, но также и от к. п. д. электродвигателя, который понижается по мере уменьшения расходуемой мощности.

Если известны мощность на валу вентилятора N и к п. д. электродвигателя $\eta_э$,

$$Э = \frac{N}{\eta_э}. \tag{19}$$

Аналогично относительным кривым снижения мощности, расходуемой вентилятором на валу, $N/N_0 = f(Q/Q_0)$, можно построить и кривые снижения мощности, забираемой вентилятором из сети:

$$\frac{Э}{Э_0} = f\left(\frac{Q}{Q_0}\right). \tag{20}$$

Согласно уравнению (19) получим:

$$\frac{Э}{Э_0} = \frac{N\eta_{э.0}}{N_0\eta_э}. \tag{21}$$

Значения $\eta_{э\ 0}$ и $\eta_э$ следует определять по кривой к. п. д. конкретного электродвигателя, выбранного для данной установки. Но для выявления общей принципиальной закономерности, учитывая, что большинство короткозамкнутых электродвигателей трехфазного тока мало отличаются друг от друга по кривой к. п. д., можно воспользоваться типичной кривой.

Считая, что мощность на начальном режиме вентилятора составляет 100% по нагрузке, получим $\eta_{э\ 0} = 0{,}89$. В этом случае уравнение (21) примет вид:

$$\frac{Э}{Э_0} = \frac{0{,}89N}{\eta_э N_0}. \tag{22}$$

Кривые снижения мощности, забираемой вентилятором из электросети,

$$\frac{Э}{Э_0} = \frac{0{,}89N}{\eta_э N_0} = f\left(\frac{Q}{Q_0}\right)$$

представлены на рис. 54.

Как видим, окончательная сравнительная оценка экономичности различных способов регулирования весьма значительно отличается от оценки экономичности, отнесенной к мощности, потребляемой вентилятором на валу.

На рис. 54 кривая регулирования дросселем и кривая регулирования направляющим аппаратом могут менять свое положение в зависимости от типа вентилятора и режима его работы. Например, при режиме справа от максимального к. п. д. кривая *2* (регулирования направляющим аппаратом) несколько поднимается вверх в соответствии с эффектом влияния режима работы на регулирование вентилятора с лопатками, загнутыми назад, с помощью направляющих аппаратов. Кривая регулирования направляющим аппаратом вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, должна располагаться несколько ниже, чем кривая *3*, в соответствии с эффектом влияния относительного диаметра входа в колесо вентилятора.

Несмотря на возможность таких изменений, можно все-таки установить некоторые общие закономерности:

1. Дросселирование является самым неэкономичным способом регулирования.

2. При глубине регулирования ниже 90% самым экономичным регулирующим устройством является ременный вариатор скоростей, но при передаче мощности не более 12—15 кВт; при бо́льших мощностях в связи с усложнением конструкции вариатора сделать объективную оценку этого способа трудно.

3. Осевой направляющий аппарат и муфты скольжения (индукторная и гидравлическая) не очень отличаются друг от друга по своей экономичности. При регулировании до глубины 70% осевой направляющий аппарат более выгоден, чем муфта скольжения, при более глубоком регулировании последние экономичнее. Окончательное суждение об этом можно составить только в результате построения кривых регулирования для конкретного случая, так как экономичность регулирования направляющим аппаратом зависит, как указывалось, от типа вентилятора и режима его работы, а также и от стоимости самих регулирующих устройств.

Для небольших вентиляторов более экономичным, вероятно, окажется направляющий аппарат, для крупных вентиляторов (№ 20 и выше) экономичнее, возможно, будет муфта скольжения.

6. ПРИМЕНЕНИЕ РЕГУЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ СОВМЕСТНО С МНОГОСКОРОСТНЫМИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯМИ

Применение для привода вентиляторов многоскоростных электродвигателей может обеспечить изменение расхода воздуха соответственно ступеням частоты вращения присоединенного мотора. Регулирование в этом случае будет не плавным, а ступенчатым. Применение же этих электродвигателей совместно с другими регулирующими устройствами позволяет плавно изменять подачу вентилятора. Эффективность и экономичность этого способа во многом зависят от характеристики многоскоростного электродвигателя и установить какую-то общую закономерность весьма затруднительно. Метод построения регулирующей кривой и его экономичность

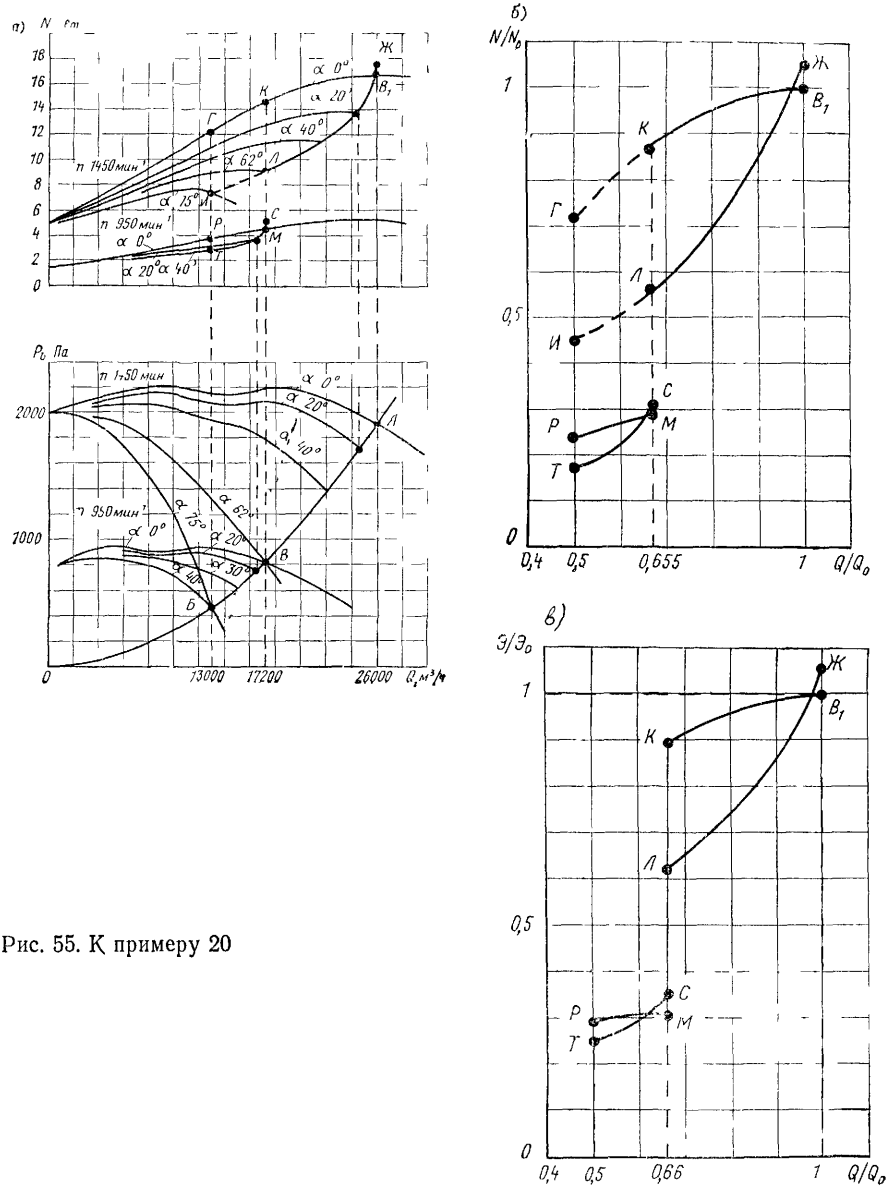


Рис. 55. К примеру 20

при наличии многоскоростного электродвигателя лучше всего показать на конкретном примере.

Пример 20. Начальный режим вентилятора Ц4-70 составляет $Q = 26\,000$ м³/ч и $P_v = 1900$ Па (точка A на рис. 55, *а*). Необходимо понизить расход воздуха на 50%, т. е. до 13 000 м³/ч.

Решение. Осуществить требуемое понижение производительности можно и с односкоростным электродвигателем. При этом снижение потребляемой вентилятором мощности при дросселировании будет происходить по кривой $B_1Г$, а при регулировании осевым направляющим аппаратом — по кривой *ЖИ*, (предположительно), для чего лопасти направляющего аппарата необходимо повернуть на угол $\alpha = 75°$.

При использовании двухскоростного электродвигателя, например, с частотой вращения 1450 и 950 мин$^{-1}$, регулирование вентилятора происходит следующим образом.

При скорости вращения электродвигателя 1450 мин$^{-1}$ снижаем расход воздуха только до 17 200 м^3/ч (точка *B*); дальше не имеет смысла работать на этой частоте вращения, так как этот расход воздуха можно получить уже при скорости вращения электродвигателя 950 мин$^{-1}$. Кривые снижения мощности на указанном участке от точки *A* до точки *B* изображены на рис. 55, *а* кривой B_1K при дросселировании и кривой *ЖЛ* при регулировании направляющим аппаратом с поворотом его лопастей на угол $\alpha = 62°$.

Затем электродвигатель переводится на скорость 950 мин$^{-1}$, а дроссель и направляющий аппарат полностью открываются, как и ранее. Постепенным закрыванием дросселя или поворотом лопастей направляющего аппарата до угла $\alpha = 40°$ производительность вентилятора доводится до заданной величины 13 000 м^3/ч. Снижение мощности происходит по кривой *МР* при дросселировании и по кривой *СТ* при регулировании направляющим аппаратом. Относительные кривые снижения расходуемой на валу вентилятора мощности $N/N_0 = f(Q/Q_0)$ изображены на рис. 55, *б*. Мощность, расходуемая вентилятором при дросселировании на начальном режиме (точка *A* на рис. 55, *а*), равна $N_0 = 17$ кВт (точка B_1); на рис. 55, *б* эта точка будет соответствовать единице, так как при $Q = Q_0$ $N/N_0 = 1$.

Для режима, обозначенного на рис. 55, *а* точкой *B*, будем иметь следующие параметры: $N/N_0 = f\ (Q/Q_0)$; $Q/Q_0 = 17\,200/26\,000 = 0{,}66$; относительная мощность при дросселировании и частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ $N/N_0 = 14{,}8/17 = 0{,}87$ (точка *K* на рис. 55, *б*); относительная мощность при регулировании направляющим аппаратом и частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ $N/N_0 = 9/17 = 0{,}56$ (точка *Л* на рис. 55, *б*); относительная мощность при регулировании направляющим аппаратом, но при частоте вращения 950 мин$^{-1}$ $N/N_0 = 5{,}2/17 = 0{,}31$ (точка *C* на рис. 55, *б*); относительная мощность при регулировании дросселем и частоте вращения 950 мин$^{-1}$ $N/N_0 = 4{,}6/17 = 0{,}28$ (точка *M* на рис. 55, *б*). Подобным же образом вычисляются все необходимые нам точки и строятся кривые $N/N_0 = f\ (Q/Q_0)$.

Теперь строим график с кривыми $Э/Э_0 = f\ (Q/Q_0)$, для чего пользуемся уравнением (22). Для примера приводим вычисление значений $Э/Э_0$ для нескольких точек (рис. 55, *в*).

При частоте вращения электродвигателя 1450 мин$^{-1}$ для точки *K* нагрузка электродвигателя составит $14{,}8 \cdot 100/17 = 87\%$. К. п. д. электродвигателя при этой загрузке $\eta_э \approx 0{,}86$. В этом случае

$$\frac{Э_K}{Э_0} = \frac{0{,}89N}{\eta_э N_0} = \frac{0{,}89 \cdot 14{,}8}{0{,}87 \cdot 17} = 0{,}89.$$

Для точки *Л* нагрузка электродвигателя будет: $9 \cdot 100/17 = 53\%$, чему соответствует $\eta_э = 0{,}76$ и

$$\frac{Э_Л}{Э_0} = \frac{0{,}89 \cdot 9}{0{,}76 \cdot 17} = 0{,}62.$$

При вычислении точек кривых при частоте вращения электродвигателя 950 мин$^{-1}$ большое значение имеет номинальная мощность электродвигателя на этой ступени скорости. В этом отношении многоскоростные электродвигатели довольно разнообразны: у двухскоростных мощность второй ступени бывает в большинстве случаев около 60% максимальной, соответствующей

первой ступени, у четырехскоростных эти мощности могут относиться друг к другу как 100 . 800 . 60 . 40.

Предположим, что в нашем примере на второй ступени скорости мощность электродвигателя составляет 60% максимальной, т. е. $0{,}6 \cdot 17 = 10{,}2$ кВт. Между тем потребляемая вентилятором мощность на режиме работы, определяемом точкой M на рис. 55, *а*, $N_M = 4{,}5$ кВт. Следовательно, электродвигатель окажется загруженным всего лишь на $4{,}5 \cdot 100/10{,}2 = 44\%$, чему соответствует $\eta_э = 0{,}75$. В таком случае получим:

$$\frac{Э_M}{Э_0} = \frac{0{,}89\ 4{,}5}{0{,}75\ 17} = 0{,}31.$$

Для точки C нагрузка электродвигателя $5{,}2 \cdot 100/10{,}2 = 51\%$ и, следовательно, $\eta_э = 0{,}78$.

$$\frac{Э_C}{Э_0} = \frac{0{,}89\ 5{,}2}{0{,}78 \cdot 17} = 0{,}35.$$

Для точки P нагрузка электродвигателя $3{,}8 \cdot 100/10{,}2 = 37\%$ и $\eta_э = 0{,}69$:

$$\frac{Э_P}{Э_0} = \frac{0{,}89\ 3{,}8}{0{,}69 \cdot 17} = 0{,}29.$$

Для точки T нагрузка электродвигателя $3 \cdot 100/10{,}2 = 29{,}5\%$ и $\eta_э = 0{,}62$:

$$\frac{Э_T}{Э_0} = \frac{0{,}89\ 3}{0{,}62 \cdot 17} = 0{,}25.$$

Теперь предположим, что выбран электродвигатель, мощность которого на второй ступени составляет 80% максимальной, т. е. в нашем случае $0{,}8 \times 17 = 13{,}6$ кВт. Тогда на режиме работы, соответствующем точке M, загрузка электродвигателя будет. $4{,}5 \cdot 100/13{,}6 = 33\%$ и $\eta_э' = 0{,}65$. Получаем:

$$\frac{Э'_M}{Э_0} = \frac{0{,}89\ 4{,}5}{0{,}65\ 17} = 0{,}365.$$

Аналогичным образом расположатся выше и кривые MP и CT для данного варианта.

Следовательно, можно сделать заключение, что экономичность регулирования вентилятора с использованием многоскоростных электродвигателей правильнее всего определять в конкретных условиях, не забывая при этом также и того, что стоимость многоскоростных электродвигателей значительно выше односкоростных.

Глава V. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ УСТАНОВКИ И РАБОТЫ ВЕНТИЛЯТОРОВ

1. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ

Вращение недостаточно сбалансированных вращающихся масс вызывает вибрацию, которая не только отрицательно сказывается на долговечности работы машины, но и передается от нее к фундаменту и элементам здания, создавая существенные помехи для работы в здании.

Величина вибрации характеризуется размахом колебаний (амплитудой) и частотой колебаний, собственных и вынужденных. Собственные колебания происходят в системе после единичного внешнего возмущения, например толчка. Характер этих колебаний определяется в основном только внутренними свойствами, зависящими от физического строения системы. Вынужденные колебания происходят под действием внешних периодических сил, которые действуют независимо от колебаний в системе. В этом случае характер колебательного процесса зависит не только от внутренних свойств системы, но и от внешних сил.

Общеизвестным способом уменьшения вибраций является устройство фундамента большой массы, в которой затухают передаваемые ему колебания. Более универсальным и экономичным средством служит виброизоляция, т. е. установка под машину виброизоляторов.

Эффективность виброизоляции принято оценивать коэффициентом передачи [5]

$$\alpha = \frac{Z_{\text{Д}}}{Z_{\text{В}}} = \frac{1}{(\omega_0/\omega_z)^2 - 1}. \qquad (23)$$

Формула (23) позволяет сделать следующие выводы:

а) чем больше разность между частотой вынужденных колебаний и частотой собственных колебаний установки, тем эффективнее виброизоляция, т. е. меньше динамическая сила, передающаяся на поддерживающую конструкцию;

б) если отсутствует виброизоляция и установка закрепляется непосредственно на перекрытии, то частота собственных колебаний приближается к бесконечности, отношение ω_0/ω_z стремится к нулю и динамическая сила передается на перекрытие полностью;

в) если частоты вынужденных и собственных колебаний равны между собой, то динамическая сила может во много раз превысить возмущающую; этот случай называется резонансом.

В результате неточного изготовления в заводских условиях колес, грубой их посадки на вал и неточности сборки при относительно высоких скоростях вращения возникают значительные вибрации как элементов конструкции, так и всего вентилятора. Уменьшение этих вибраций и передачи их на элементы конструкции «внутри» вентилятора является обязанностью конструкторов и изготовителей

вентилятора. Что же касается снижения вибраций, передаваемых от вентилятора фундаменту, то это полностью должно входить в компетенцию тех, кто проектирует установку вентилятора в целом и монтирует ее.

В подавляющем большинстве случаев для вентиляционных установок нет необходимости устраивать усиленные фундаменты, поскольку применение виброизоляторов более эффективно.

Для вентиляционных установок можно принимать не круговые частоты колебаний, а вертикальные. С учетом того, что частота вынужденных колебаний равна частоте вращения колеса вентилятора, формулу (23) можно переписать в следующем виде:

$$\alpha = \frac{Z_д}{Z_в} = \frac{1}{\left(\frac{n}{60n_z}\right)^2 - 1}. \qquad (24)$$

Как правило, коэффициент передачи получается уже вполне приемлемым, если отношение $\frac{n}{60n_z} \geqslant 4$. Если $\frac{n}{60n_z} = 4$, передающаяся на поддерживающую конструкцию динамическая сила $Z_д$ становится меньше возмущающей $Z_в$ в 15 раз. Если $n < 500$ мин$^{-1}$, допускается $\frac{n}{60n_z} \geqslant 3$.

Виброизоляторы бывают резиновые и пружинные; последние более надежны, долговечны и менее чувствительны к температуре окружающей среды. Поэтому для вентиляторов обычно применяют пружинные виброизоляторы — неравночастотные и равночастотные. Неравночастотные виброизоляторы не обеспечивают постоянства частоты собственных колебаний виброизолируемой установки при изменении нагрузки, равночастотные сохраняют эту частоту в широком диапазоне нагружения.

При применении неравночастотных виброизоляторов обязательным условием является равномерное распределение нагрузки на них. Для этого необходимо знать расположение в плане центра тяжести установки, что несколько усложняет проектирование виброизоляции.

Неравночастотные пружинные виброизоляторы типа ДО* с цилиндрической пружиной представлены на рис. 56. Выбор виброизоляторов типа ДО для вентиляторных установок можно производить по табл. 6. Размеры этих виброизоляторов приведены в табл. 7. Равночастотные виброизоляторы имеют ряд преимуществ перед неравночастотными. Они не требуют создания столь большой номенклатуры, как неравночастотные, поскольку сохраняют равночастотность в значительно более широком диапазоне нагружения. При их

---

* Виброизоляторы типа ДО разработаны в ГПИ Сантехпроект (инж. М. И. Кодкинд) и изготовляются Московским вентиляторным заводом и заводом «Сантехмонтаж» треста Сантехдеталь.

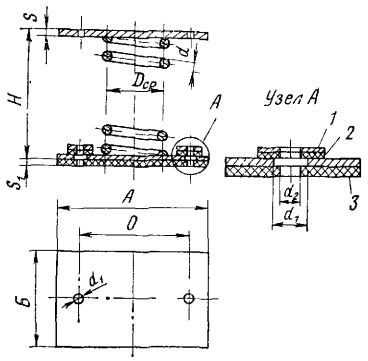


Рис. 56. Неравночастотные виброизоляторы типа ДО

1 — шайба стальная; *2* — шайба резиновая; *3* — прокладка резиновая

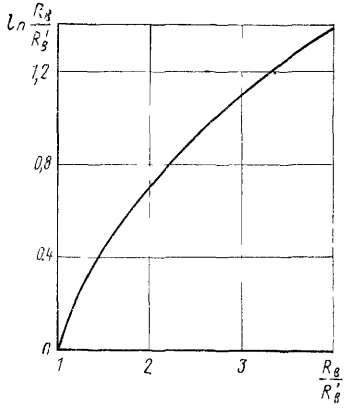


Рис. 58. Кривая $\ln\frac{R_в}{R'_в} = f\left(\frac{R_в}{R'_в}\right)$

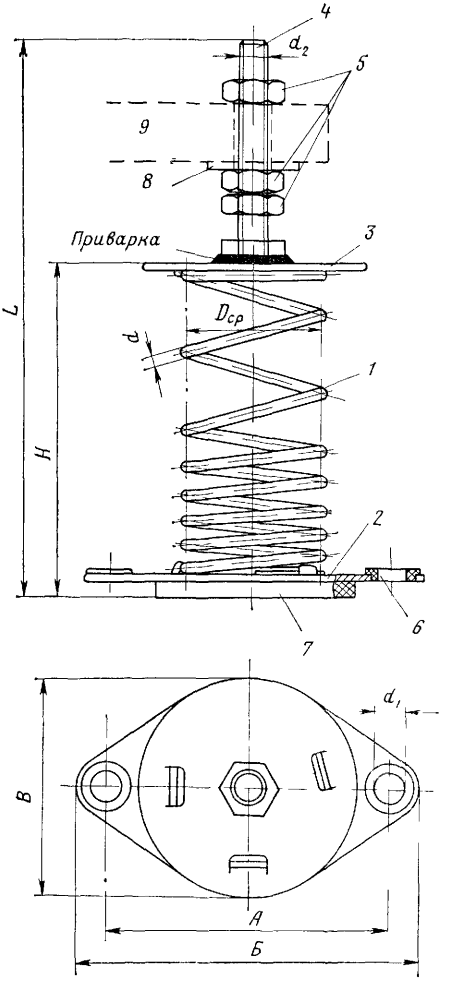


Рис. 57. Равночастотные виброизоляторы типа ВИ

1 — пружина; *2* — шайба нижняя; *3* — шайба верхняя; *4* — болт; *5* — гайки стопорные; *6* — основание пружины; *7* — прокладка звукоизолирующая, *8* — шайба; *9* — станина вентилятора

применении нет необходимости определять центр тяжести установки и точно их размещать относительно этого центра.

Эти виброизоляторы могут иметь различную геометрическую форму: если шаг пружины постоянный, то профиль ее будет логарифмическим; цилиндрическая пружина должна иметь переменный шаг навивки.

Равночастотные виброизоляторы типа ВИ с цилиндрической пружиной представлены на рис. 57. Основание виброизолируемой маши-

Таблица 6

Марка	Нагрузка на один виброизолятор, Н		Вертикальная жесткость пружины, Н/см	Осадка пружины под нагрузкой, см		Частота собственных вертикальных колебаний установки при рабочей нагрузке, Гц
	минимальная	максимальная		рабочей	предельной	
ДО38	124	155	44,8	2,7	3,37	3
ДО39	223	278	61	3,6	4,5	2,65
ДО40	346	432	81	4,17	5,2	2,5
ДО41	550	687	124	4,34	5,4	2,42
ДО42	960	1200	165	5,72	7,2	2,08
ДО43	1680	2100	295	5,72	7,2	2,08
ДО44	2430	3037	355	6,65	8,3	1,92
ДО45	3800	4750	440	8,45	10,6	1,75

ны (вентилятора) зажимается между гайками, что позволяет устанавливать машину на различной высоте от пола. Это, в свою очередь, дает возможность выдержать горизонтальность основания машины при различных величинах осадки пружины, установленной под машину, и, следовательно, не определять точно центр тяжести установки. Выбор равночастотных виброизоляторов типа ВИ можно производить по табл. 8. Размеры приведены в табл. 9.

В связи с достаточно большим диапазоном нагрузки на равночастотные виброизоляторы весьма различной может быть и осадка пружины:

$$\delta = \delta_1 \left(\ln \frac{R_в}{R'_в} + 1 \right), \qquad (25)$$

где δ_1 — осадка пружины под наименьшей нагрузкой;
$R'_в$ — минимальная нагрузка на виброизолятор.

Таблица 7

Марка	Размеры, мм										Число рабочих витков	Масса, кг
	H	A	O	$Б$	S	S_1	d	$D_{ср}$	d_1	d_2		
ДО38	72	100	70	60	2	5	3	30	12	8,5	6,5	0,27
ДО39	92,5	110	80	70	2	5	4	40	12	8,5	6,5	0,40
ДО40	113	130	100	90	3	10	5	50	12	8,5	6,5	0,90
ДО41	129	130	100	90	3	10	6	54	14	10,5	6,5	1,00
ДО42	170	150	120	110	3	10	8	72	14	10,5	6,5	1,56
ДО43	192	160	130	120	3	10	10	80	14	10,5	6,5	2,40
ДО44	226	180	150	140	3	10	12	96	14	10,5	6,5	3,65
ДО45	281	220	180	170	3	10	15	120	16	12,5	6,5	6,45

Таблица 8

Марка	Нагрузка на один виброизолятор, Н		Осадка пружины под наименьшей нагрузкой, см	Частота собственных колебаний установки при рабочей нагрузке, Гц
	минимальная	максимальная		
ВИ-25	42	150	1,56	4
ВИ-26	125	400	2,76	3
ВИ-27	400	1400	3,99	2,5
ВИ-28	1160	4100	4,71	2,3

Таблица 9

Марка	Размеры, мм								
	А	*Б*	*В*	*Н*	*L*	$D_{ср}$	*d*	d_1	d_2
ВИ-25	70	90	60	86	144,5	35	3	7	М8
ВИ-26	110	140	90	144	222	58	5	12	М12
ВИ-27	140	180	120	199	296	84	8	15	М16
ВИ-28	240	290	210	323	418	156	16	19	М20

Для вычисления $\ln \frac{R_в}{R_в}$ можно воспользоваться рис. 58.

В большинстве случаев требуется найти значение динамической силы $Z_д$, передающейся через виброизоляторы на поддерживающую конструкцию. Определить ее из уравнения (24) практически невозможно, так как возмущающая сила $Z_в$ почти не поддается вычислению. Поэтому динамическую силу $Z_д$ вычисляют как произведение амплитуды колебания над виброизолятором a и вертикальной жесткости пружины i:

$$Z_д = ai. \tag{26}$$

Амплитуды колебаний a легче всего определить непосредственным замером с помощью виброметра, но это возможно только на уже смонтированной установке. Значение же возмущающей силы желательно знать при проектировании установки. Поэтому значения амплитуд колебания вентиляторных установок принимают по временным нормам допустимой неуравновешенности. Согласно этим нормам, все выпускаемые отечественной промышленностью вентиляторы и вентиляционные агрегаты должны быть так динамически отбалансированы, чтобы амплитуды колебаний не превышали указанных в нормах значений (рис. 59).

Весьма важно отметить, что по обследованиям ГПИ Сантехпроект и ВНИИкондвентмаш, проведенным в 1968 г., примерно 80—85% всех вентиляционных установок удовлетворяют требованиям указанных норм.

При расчете неравночастотных виброизоляторов типа ДО вертикальную жесткость пружины i следует брать из табл. 6. Вертикаль-

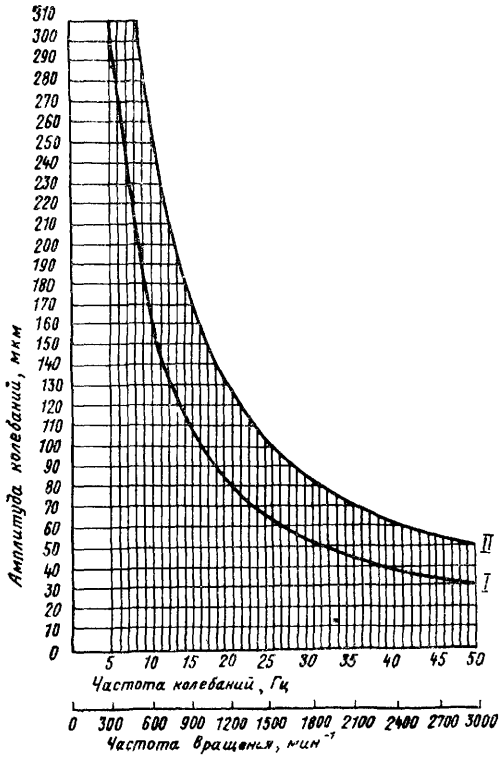


Рис. 59. График допустимых (нормативных) амплитуд колебании

I — нормативные заводские амплитуды колебаний, *II* — нормативные эксплуатационные амплитуды колебаний

ную жесткость пружины равночастотных виброизоляторов можно вычислять по формуле

$$i = R_в/\delta_1 \qquad (27)$$

В соответствии с изложенным определять динамические силы, передающиеся через виброизоляторы на основание (фундамент, перекрытие), нужно следующим образом.

Для неравночастотных виброизоляторов:

1. Подбирается число и размер виброизоляторов, исходя из допустимой нагрузки на один виброизолятор (табл. 6) и принимаемого коэффициента передачи $n/(60n_z)$.

2. Определяются передающиеся через виброизолятор на основание динамические силы. Для этого сначала по рис. 59 определяем амплитуду a, соответствующую наименьшей частоте вращения вен-

тилятора и электродвигателя (чем меньше n, тем больше a). Затем по формуле (26) вычисляем динамическую силу; вертикальную жесткость пружины i определяем из табл. 6.

Для равночастотных виброизоляторов:

1. Так же как и для неравночастотных, подбирается число и размер виброизоляторов, исходя из принятой нагрузки на один виброизолятор (табл. 8) и принимаемого коэффициента передачи $n/(60n_z)$.

2. Осадка пружины вычисляется по формуле (25); значения $R'_в$ и δ_1 — берем из табл. 8; $\ln \frac{R_в}{R'_в}$ определяем по рис. 58.

3. Вычисляется по формуле (27) вертикальная жесткость пружины.

4. Так же как и для неравночастотных, определяются передающиеся через виброизоляторы на основание динамические силы.

При проектировании виброизоляции необходимо придерживаться следующих общих правил:

а) расстояния между виброизоляторами в плане должны приниматься возможно меньшими, так как при этом понижается частота собственных колебаний установки; однако при этом необходимо обеспечивать достаточную статическую устойчивость против опрокидывания от случайных горизонтальных нагрузок;

б) конструкция рамы вентилятора должна позволять передвигать виброизоляторы для регулирования их положения;

в) вентилятор должен присоединяться к воздуховодам с помощью гибких вставок.

Пример 21. Следует подобрать виброизоляторы под вентиляционный агрегат Ц4-76 № 12,5 и определить передающиеся на перекрытие динамические силы. Частота вращения вентилятора 570 мин$^{-1}$, электродвигателя — 1460 мин$^{-1}$. Масса вентиляционного агрегата составляет 1400 кг и создает таким образом нагрузку на виброизоляторы 14 000 Н.

Решение. Вариант I. Приняты неравночастотные виброизоляторы типа ДО. Можно выбрать четыре виброизолятора и больше. Выбираем сначала восемь. Нагрузка на один виброизолятор составит: $R_в = 14\,000 : 8 = 1750$ Н. При такой нагрузке следует выбрать виброизоляторы ДО43, частота собственных колебаний которых равна 2,08 Гц.

В этом случае $\frac{n}{60n_z} = \frac{570}{60 \cdot 2{,}08} \approx 4{,}65$ (принималась частота вращения вентилятора как более низкая).

Допустимо, но пробуем найти лучшее решение.

Выбираем четыре виброизолятора; $R_в = 14\,000 : 4 = 3500$ Н. Следует принять виброизоляторы ДО45.

В этом случае $\frac{n}{60n_z} = \frac{570}{60 \cdot 1{,}75} \approx 5{,}4$, что значительно лучше.

Итак, выбираем четыре виброизолятора ДО45. Осадка пружины будет около 8 см.

Определяем динамические силы, передающиеся на перекрытие. По рис. 59 частоте вращения 570 мин$^{-1}$ соответствует амплитуда $a = 260$ мкм $= 0{,}026$ см; частоте вращения 1460 мин$^{-1}$ — амплитуда $a = 105$ мкм $= 0{,}0105$ см.

Динамические силы, передающиеся через один виброизолятор на перекрытие, будут: $Z_д = ai = 0{,}026 \cdot 440 = 11{,}5$ Н при частоте вращения 570 мин$^{-1}$.

Динамическая сила, передающаяся от электродвигателя, будет меньше.

Вариант II. Приняты равночастотные виброизоляторы типа ВИ. Выбираем четыре виброизолятора ВИ-28. В этом случае (см. табл. 8)

$$\frac{n}{60n_z}=\frac{570}{60\cdot 2,3}\approx 4,1.$$

Осадка пружины будет:

$$\delta=\delta_1\left(\ln\frac{R_в}{R_в'}+1\right)=4,71\left(\ln\frac{3500}{1160}+1\right)=9,9\text{ см}.$$

Вертикальная жесткость пружины

$$i=\frac{R_в}{\delta_1}=\frac{3500}{4,71}=740\text{ Н/см};$$

$Z_д=ai=0,026\cdot 740=19,2$ Н при частоте вращения 570 мин$^{-1}$.

2. ШУМ ОТ ВЕНТИЛЯТОРОВ И СПОСОБЫ ЕГО СНИЖЕНИЯ

Вентиляторы создают шум двоякого рода: аэродинамический и механический.

Аэродинамический шум возникает от образующихся внутри вентилятора срыва потока с лопаток, вихрей, пульсаций, а также от вибрации элементов колеса и корпуса. Основная частота шума от неоднородности потока равна произведению числа лопаток z и частоты вращения колеса в секунду: $f'=nz/60\cdot 1$. Этот шум передается по всасывающему и нагнетательному воздуховодам в помещения забора и выпуска воздуха, а затем в какой-то степени через стенки корпуса в помещение, где установлен вентилятор.

Механический шум возникает от электродвигателя, вибрации станины и корпуса и, если есть клиноременная передача, от вращения подшипников и ремней. Этот шум передается главным образом в помещение, где установлен вентилятор.

Звуковая мощность механического шума при увеличении скорости вентилятора растет значительно медленнее, чем мощность аэродинамического шума. Экспериментальные исследования [6] показали, что при скоростях 25 м/с преобладает механический шум, при бóльших скоростях — аэродинамический.

В результате более поздних исследований [7] было определено, что при скоростях до 25 м/с мощность вихревого (аэродинамического) шума пропорциональна скорости в четвертой степени ($L_р\sim u^4$), при бóльших скоростях — скорости в шестой степени ($L_р\sim u^6$).

Аэродинамический шум в значительной степени зависит от типа вентилятора, режима его работы, а также от его конструкции, что

подтверждается формулой общего уровня звуковой мощности шума, которой рекомендуется пользоваться для расчетов [8]:

$$L_{\text{р.общ}} = \overline{L} + 25\ (\lg P_v - 1) + 10 \lg Q + \delta_2, \qquad (28)$$

где $\overline{L}$ — критерий шумности, зависящий от типа вентилятора и определяемый по табл. 10 [8].

Таблица 10

Сторона	Критерий шумности вентилятора					
	Ц4-70, Ц4-76	Ц13-50	Ц9-55, Ц9-57	ВВД	осевого МЦ	осевого К
Нагнетания . . .	41	44,5	47,5	48	46	43
Всасывания . . .	38	40	43,5	40	46	43

При режиме максимального к. п. д. изменение шума вентилятора в зависимости от режима его работы $\delta_2 = 0$, а при режиме, отклоняющемся от максимального, но не более чем на 20%, рекомендуется принимать $\delta_2 = 2$ дБ.

Конструкция колеса и корпуса вентиляторов влияет не только на аэродинамический шум, но и на механический. Известно, например, что литые колеса и массивный корпус, уменьшая вибрации этих деталей, частично понижают аэродинамический шум и в меньшей степени создают механический.

Звуковая мощность пластмассовых вентиляторов меньше звуковой мощности стальных примерно на 2—5 дБ.

Очень эффективна облицовка внутренней поверхности корпуса вентилятора слоем ультратонкого стекловолокна (толщиной около 100 мм), покрытого стеклотканью (например, марки Э-01) и перфорированным металлическим листом (отверстия диаметром 5—6 мм с шагом 10—12 мм). Экспериментальные исследования показали, что такая облицовка приводит к понижению шума примерно на 6—10 дБ. При применении облицовки необходимо учитывать, что она понижает также кривые давления и к. п. д. вентилятора в пределах 5—7% на оптимальном режиме.

Подшипники скольжения создают шум, меньший, чем подшипники качения, примерно на 2—3 дБ.

Существенно влияет на создаваемый вентиляторами шум качество изготовления. Это естественно, так как неровности материала, наличие острых кромок деталей, некачественная сварка и биение колеса приводят к увеличению вихреобразования и вибрации.

В частности, всегда было известно, что качество балансировки колеса влияет на уровень создаваемого вентилятором шума. Испытания, проведенные в 1967 г. совместно институтами НИИстройфи-

зики и НИИсантехники, выявили, что некачественная балансировка сказывается и на механическом и на аэродинамическом шуме, проходящем в воздуховод. Особо это становится заметным при низких частотах вращения.

Испытания вентилятора Ц4-70 № 6 при скорости колеса 21 м/с показали, что при увеличении дисбаланса с 50 г·мм до 2250 г·мм шум вокруг вентилятора увеличивается на 6—10 дБ, а в линии нагнетания — на 10—12 дБ. Заметное увеличение шума начиналось с дисбаланса 750 г·мм. При статической балансировке остаточный дисбаланс у колес вентиляторов Ц4-70 № 6 составлял от 1000 до 1800 г·мм. Поэтому требование о необходимости проведения динамической балансировки важно не только для увеличения долговечности работы подшипников, но и для улучшения акустических качеств вентиляторов.

Вентиляторы относятся к категории машин, создающих значительный шум, в некоторых случаях доходящий до 100 дБ. Поэтому при проектировании вентиляции на это приходится обращать особое внимание. Первым долгом необходимо стремиться к получению наименьшего шума в самом источнике, т. е. в вентиляторе. Следовательно, нужно выбирать машины с меньшей по возможности частотой вращения. Несмотря на то что эти вентиляторы имеют большие размеры и, значит, они более шумные, конечный положительный эффект все же достигается, так как звуковая мощность $L_p \sim u^6 D^2$.

При применении серийно изготовляемых вентиляторов определенного типа выбор их частоты вращения является по существу единственной возможностью для проектировщика регламентировать в какой-то степени шум в самом его источнике. Если это является недостаточным, следует принимать меры к его снижению; а именно, снижать до минимума вибрацию вентилятора установкой его на виброизоляторах, применять гибкие вставки между вентилятором и воздуховодами, применять упругие прокладки в местах прохода воздуховодов через стены и, наконец, как самое главное, устанавливать шумоглушители [9].

Необходимо также учесть, что регулирующие устройства, расположенные внутри воздуховодов, создают дополнительный шум, и в особенности те, которые отжимают поток к стенке (поворотный дроссель, шибер). Экспериментальные исследования [7] показали, что такие устройства могут вызвать дополнительный шум в 7—10 дБ. Регулирующие устройства с центральным расположением отверстий для прохода воздуха, например шайбы, в этом отношении выгоднее.

В тех случаях, когда оборудование изготовляется по заказу, вентиляторы можно выполнить малошумными, для чего применяют подшипники скольжения вместо подшипников качения, тщательно балансируют колеса, обеспечивают жесткую конструкцию колеса, корпуса и станины, облицовывают внутреннюю поверхность корпуса вентилятора слоем звукопоглотителя из ультратонкого стекловолокна с перфорированным стальным листом и применяют малошумные электродвигатели.

3. ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРОВ И ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ИХ ПРИВОДА

Многообразие условий установки и эксплуатации вентиляторов в вентиляционных системах осложняет выработку каких-либо стандартных положений, но некоторые общие рекомендации могут быть даны.

Прежде всего нужно сказать о целесообразности применения в некоторых случаях радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед. Эти вентиляторы, как известно, используются не только для создания высоких давлений — 8000 Па и выше, но и для работы при давлениях 2000—2500 Па, хотя при таких давлениях с успехом применяются вентиляторы с лопатками, загнутыми назад, имеющие значительно более высокий к. п. д., чем вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед. В связи с этим существует мнение о нецелесообразности применения и изготовления последних. На наш взгляд, следует внимательно разобраться в достоинствах и недостатках вентиляторов обоих типов.

Значения к. п. д. у вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, в среднем бывают от 0,77 до 0,85, а у вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, — от 0,60 до 0,65, максимум до 0,70. В эксплуатации при применении вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, это выражается экономией электроэнергии примерно в размере 20%, что является весьма существенным.

Другим весьма важным достоинством вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, является характер их кривых давления и мощности, о чем было упомянуто в п. 10 главы III. Добавим к этому, что, поскольку с увеличением расхода воздуха потребляемая мощность сначала повышается в незначительной степени, а затем даже начинает понижаться, для этих вентиляторов не опасны случайные перегрузки по подаче и даже пуск их без сети.

Указанные два достоинства радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, обусловливают широкую их распространенность во всем мире, особенно в обычных вентиляционных системах. Но у вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, есть ранее указанное преимущество, которое в некоторых случаях бывает решающим для выбора: при одном и том же диаметре колеса и одинаковой частоте вращения этот вентилятор создает значительно большее давление, чем вентилятор с лопатками, загнутыми назад. Следовательно, при работе на одну и ту же сеть подача вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, будет также значительно больше. Таким образом, обеспечение одних и тех же параметров по расходу воздуха и давлению с помощью вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, можно достигнуть при меньшем диаметре колеса и более низкой частоте вращения. Применение вентиляторов меньших размеров бывает крайне важным в некоторых агрегатах, а также там, где экономия места имеет особое значение.

Еще более важной является частота вращения колеса, так как во многих случаях приходится ее ограничивать из-за недостаточной прочности колеса и клиновых ремней. При ременной передаче у вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, можно получить значительно бóльшие давления, чем у вентиляторов другого типа.

При меньших частотах вращения, как указывалось ранее, любая машина создает и более низкий шум. Поэтому вентилятор с лопатками, загнутыми вперед, несмотря на то, что его критерий шумности $\overline{L}$ больше критерия шумности вентилятора с лопатками, загнутыми назад, в определенных условиях будет работать с меньшим шумом.

Таким образом, совершенно очевидно, что в некоторых установках применение вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, является не только более целесообразным, но и единственно возможным.

Следовательно, потребителям необходимы вентиляторы обоих типов, и правильный выбор того или иного вентилятора можно сделать только после соответствующих сравнительных расчетов.

При выборе типоразмера вентилятора и режима его работы следует учитывать вид передачи от электродвигателя. Обычно в вентиляционных системах применяют передачи: напрямую с электродвигателем, когда скорость вращения вентилятора и электродвигателя одинакова, и клиноременную. При применении передачи напрямую с электродвигателем серьезным ограничением являются стандартные частоты вращения электродвигателей: 3000, 1500, 1000, 750, 600, 500, 375 и 300. При применении ременной передачи приходится считаться с ограничением скорости клиновых ремней (максимум 25 м/с). Обычно это относится к случаям, когда вентиляторы должны создавать высокие давления, для чего необходима большая частота вращения.

Расчеты показали, что создать вентиляторы с клиноременной передачей на давления свыше 9000 Па весьма затруднительно именно из-за ограниченной скорости ремней.

Для получения большой подачи главным ограничением являются возможности клиновых ремней в отношении передаваемой мощности. Наиболее мощный клиновый ремень площадью сечения E способен передать максимальную мощность $N_0 = 33$ кВт при скорости 25 м/с; при меньших скоростях передаваемая одним ремнем мощность уменьшается. Приближенно можно принять, что общая передаваемая мощность при числе ремней z

$$N = zN_0k_1k_2.$$

Коэффициент k_1 в зависимости от угла обхвата шкива ремнем имеет значения от 1 до 0,76 (при обхвате в 100°), коэффициент k_2 в зависимости от условий работы принимается от 1 до 0,7 (для вентиляторов). В среднем можно принять: $k_1 = 0{,}85$ и $k_2 = 0{,}8$. Число ремней, равное 10, является в большинстве случаев предельным, так как уже при этом числе ширина шкива получается равной 584 мм.

В результате имеем:

$$N = 10 \cdot 33 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}8 = 225 \text{ кВт}.$$

Применение клиноременной передачи на бо́льшие, чем 225 кВт, мощности является очень затруднительным и приходится ориентироваться на передачу напрямую от электродвигателя с помощью соединительной муфты.

По ГОСТ 10616—73 «Вентиляторы центробежные (радиальные) и осевые. Основные размеры и характеристики» рабочим участком аэродинамической характеристики считается такой, на котором значение его к. п д. равно или больше 0,9. Эта рекомендация носит общий характер и не является категорической в том смысле, что применение вентилятора на режиме, выходящем за пределы указанного участка характеристики, недопустимо. Но следует напомнить на нежелательность выбора режима работы вентилятора на участке кривой давления слева от точки перегиба, поскольку в этом случае работа вентилятора приобретает неустойчивый характер, особенно вентилятора с лопатками, загнутыми вперед, как это было ранее разъяснено. Следовательно, нужно рекомендовать выбор режима работы вентилятора на участке перегиба кривой давления и справа от него. В большинстве случаев этот участок кривой давления соответствует и наибольшим к. п. д.

Экономичность работы вентиляторной установки зависит не только от правильного выбора типа вентилятора и режима его работы, но также и от правильного выбора электродвигателя для его привода.

Прежде всего необходимо правильно определить требуемую установочную мощность электродвигателя, а затем подобрать его тип. В случае применения мощных электродвигателей (примерно свыше 150 кВт) следует проверить время их разгона: является ли оно достаточно малым, чтобы не перегрелся электродвигатель при преодолении им во время пуска больших инерционных масс вентилятора. Поэтому выбор электродвигателеи мощностью 150 кВт и выше должен выполняться специалистами электриками. Но поскольку определение потребляемой вентилятором мощности электродвигателей для вентиляторов производится проектировщиком вентиляционной системы, последний должен уметь правильно ее вычислять.

Следует сказать, что рекомендуемые во многих справочных материалах по вентиляторам коэффициенты запаса к подсчитанной мощности не обоснованы серьезными мотивами и нуждаются в уточнении.

Электродвигатель по мощности должен быть наиболее нагружен, так как с уменьшением нагрузки его к. п. д. понижается. При уменьшении нагрузки со 100 до 70% понижение к. п. д. относительно незначительное; в среднем оно равно 5%. Этот факт является весьма выгодным, поскольку при проектировании вентиляционных систем и вентиляционных установок электродвигатели приходится выбирать, как правило, с большей, чем требуется, мощностью. Несмотря на это, к определению мощности электродвигателя следует подхо-

дить очень серьезно, чтобы избежать или его недогрузки, или, наоборот, перегрузки.

Потребляемая вентилятором мощность при подаче воздуха Q, м³/ч, и полном давлении P_v, Па, определяется по формуле

$$N = \frac{k_3 k_4 Q P_v}{3600 \cdot 1000 \eta}. \qquad (29)$$

К. п. д. вентилятора η принимается по его характеристике в соответствии с подачей Q.

Здесь необходимо сделать одно замечание. Вентиляторы малых размеров имеют меньшие значения к. п. д., чем вентиляторы того же типа, но больших размеров. Причиной этого, в частности, является то обстоятельство, что все технические недочеты при изготовлении (неровности поверхностей, некачественное выполнение соединительных и сварных швов, отступления в размерах) заметнее проявляются в небольших изделиях и, следовательно, оказывают большее влияние на характеристику машины, в том числе и на к. п. д.

В табл. 11 приведено допустимое стандартом уменьшение максимального к. п. д. вентиляторов с диаметрами колес 200—400 мм в процентах от максимального к. п. д. вентиляторов с диаметром колес 500 мм и выше.

Таблица 11

Диаметр колеса, мм	400	320	250	200
Процент от $\eta_{макс}$ вентилятора	97	93	87	80

Следовательно, если в каталоге вентиляторов это уменьшение не учтено, при выборе вентиляторов малых размеров значение к. п.д. в формуле (29) следует уточнять в соответствии с табл. 11.

Чтобы избежать недостаточности подсчитанной мощности электродвигателя вследствие несоответствия фактического к. п. д. вентилятора значению к. п. д. по типовой характеристике, вводят коэффициент запаса k_3. Несоответствие обычно бывает по технологическим причинам как допуск при изготовлении. При допуске 5%, который считается нормальным при производстве вентиляторов, коэффициент k_3 должен быть равен 1,05.

Коэффициент k_4 учитывает неточность расчета сопротивления сети. При применении радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, расход мощности может увеличиться до 6%, а в некоторых случаях и до 11% против расчетного, когда при расчете искусственно завышают сопротивление системы (см. п. 9 главы III). По нашему мнению, для вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, можно принять $k_4 = 1{,}06$; для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, и осевых — $k_4 = 1$.

Для определения мощности, расходуемой не только самим вентилятором, но и всей вентиляционной установкой, необходимо учитывать к. п. д. передачи $\eta_п$, принимаемый по табл. 12. Установочная мощность электродвигателя определяется по формуле

$$N_у = N/\eta_п.$$

Таблица 12

Вид передачи	$\eta_п$
Колесо вентилятора находится непосредственно на валу электродвигателя	1,0
Колесо вентилятора находится на собственном валу с подшипниками, соединенном с валом электродвигателя муфтой	0,98
Клиноременный привод	0,95

В заключение следует указать, что принимать значения к. п. д. по каталогам или по отдельным существующим характеристикам вентиляторов можно только в тех случаях, когда установка вентиляторов в сети воздуховодов обеспечивает нормальный приток перемещаемой среды к вентилятору и выход ее из него. Под нормальным притоком среды и выходом ее следует понимать такие условия, когда нет резкого поворота потока перед вентилятором и сразу после него, зажимания потока, его закручивания, очень большого расширения выхода, каких-либо сопротивлений в этих местах. Установка колен перед вентилятором и сразу после него, диффузоров с раскрытием примерно 30° и более, а также подшипников во входном отверстии уменьшает к. п. д. вентилятора. Поскольку проверенных данных по снижению к. п. д. от указанных выше причин нет, учитывать это снижение можно только исходя из индивидуальных предположений.

Пример 22. Необходимо определить установочную мощность электродвигателя для вентилятора, подача которого должна быть $Q = 50\,000$ м³/ч при полном давлении $P_v = 1500$ Па.

Решение. Вариант I. Выбран радиальный вентилятор с лопатками, загнутыми назад, Ц4-70 № 12. На заданном режиме $\eta = 0{,}79$.

$$N = \frac{k_3 k_4 Q P_v}{3600 \cdot 1000 \eta} = \frac{1{,}05 \cdot 1 \cdot 50\,000 \cdot 1500}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}79} \approx 27{,}4 \text{ кВт};$$

1) колесо вентилятора находится непосредственно на валу электродвигателя:

$$N_у = N/\eta_п = 27{,}4 \text{ кВт};$$

2) колесо вентилятора находится на собственном валу с подшипниками, соединенном муфтой с валом электродвигателя:

$$N_у = N/\eta_п = 27{,}4/0{,}98 \approx 28 \text{ кВт};$$

3) клиноременный привод:

$$N_{\text{у}} = N/\eta_{\text{п}} = 27,4/0,95 \approx 28,8 \text{ кВт}.$$

Вариант II. Выбран радиальный вентилятор с лопатками, загнутыми вперед, Ц9-55 № 10. На заданном режиме $\eta = 0,62$.

$$N = \frac{1,05 \cdot 1,06 \cdot 50\,000 \cdot 1500}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,62} \approx 36,7 \text{ кВт};$$

1) колесо вентилятора находится непосредственно на валу электродвигателя:

$$N_{\text{у}} \approx 36,7 \text{ кВт};$$

2) колесо вентилятора находится на собственном валу с подшипниками, соединенном муфтой с валом электродвигателя;

$$N_{\text{у}} = 36,7/0,98 \approx 37,6 \text{ кВт};$$

3) клиноременный привод

$$N_{\text{у}} = 36,7/0,95 \approx 38,6 \text{ кВт}$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Экк Б. Проектирование и эксплуатация центробежных и осевых вентиляторов. М., Госгортехиздат, 1959.

2. Дзидзигури А. А., Матикашвили Т. И. Неустойчивая работа вентиляторов и способы ее предупреждения. М., «Наука», 1965.

3. Калинушкин М. П. Вентиляторные установки. М., Стройиздат Наркомстроя, 1939.

4. Коваленко В. М., Чебышева К. В. Регулирование центробежных вентиляторов лопаточными направляющими аппаратами на входе. — В сб. трудов ЦАГИ «Промышленная аэродинамика». М., Оборонгиз, 1959.

5. Инструкция по проектированию и расчету виброизоляции машин с динамическими нагрузками и оборудования, чувствительного к вибрациям. И 204-55/МСПМХП. М., Госстройиздат, 1956.

6. Юдин Е. Я. Исследования шума вентиляторных установок— В сб. трудов ЦАГИ «Промышленная аэродинамика», вып. 713. М., Оборонгиз, 1958.

7. Северина Н. Н. Исследования шумовых характеристик вентиляторов. Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук. М., изд. НИИСФ Госстроя СССР, 1970.

8. Указания по акустическому расчету вентиляционных установок СН 399-69. М., Стройиздат, 1970.

9. Вентиляционные шумоглушители (серия А8-104). М., изд. НИИстройфизики Госстроя СССР, 1966.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3
Условные обозначения 4

Глава I. Общие сведения по физике воздуха. Давления, создающиеся в его потоке 6

Глава II. Краткие сведения о вентиляторах 9

1. Существующие виды вентиляторов 9
2. Механизм создания вентилятором давления. Уравнение Эйлера 12
3. Распределение давлений в воздуховоде с вентилятором 13
4. Давления, развиваемые вентилятором, работающим в воздуховоде 16
5. Понятие об аэродинамической характеристике, схеме и типе вентилятора 17
6. Виды аэродинамических характеристик вентиляторов 20
7. Законы подобия вентиляторов 25
8. Быстроходность вентиляторов 30

Глава III. Работа вентилятора в сети. 32

1. Полное давление вентилятора, работающего в сети 32
2. Статическое давление вентилятора, работающего в сети 35
3. Некоторые характерные случаи работы вентиляторов в сети . . . 37
4. Совместная работа вентиляторов в сети 41
5. Работа вентилятора на сеть с постоянным давлением или разрежением 56
6. Работа вентилятора на сеть при перемещении воздуха с механическими примесями 57
7. Работа вентилятора на сеть при перемещении газа нестандартных параметров и при нестандартном барометрическом давлении . . . 58
8. Устойчивость работы вентиляторов 61
9. Влияние неточности расчета сети на работу вентилятора 63

Глава IV. Регулирование вентиляторов 65

1. Применяемые способы регулирования 65
2. Регулирование подачи вентилятора изменением частоты его вращения 66
3. Регулирование подачи вентилятора введением в сеть дополнительного сопротивления 68
4. Регулирование подачи центробежного вентилятора закручиванием потока воздуха перед колесом 69
5. Сравнение описанных способов регулирования при односкоростном электродвигателе 75
6. Применение регулирующих устройств совместно с многоскоростными электродвигателями 80

Глава V. Некоторые вопросы установки и работы вентиляторов . . . 84

1. Виброизоляция 84
2. Шум от вентиляторов и способы его снижения 91
3. Выбор вентиляторов и электродвигателей для их привода 94

Список литературы 100

ГЕОРГИЙ ГЕОРГИЕВИЧ
ВАХВАХОВ

РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ В СЕТИ

Редакция литературы по инженерному оборудованию
Зав. редакцией *И. П. Скворцова*
Редактор *Г. А. Лебедева*
Мл. редактор *А. А. Минаева*
Оформление обложки художника *А. Л. Новиковой*
Технические редакторы *В. Д. Павлова, Л. В. Бодрова*
Корректоры *В. М. Залевская, Н. П. Быкова*

Сдано в набор 13/IX 1974 г. Подписано к печати 22/I 1975 г.
Т-02835 Формат 60×90¹/₁₆ д. л. Бумага типографская № 2 6,5 печ. л. (уч.-изд. 6,57 л.)
Тираж 10 000 экз. Изд. № AVI-4642 Зак. № 1135 Цена 33 коп.

103006. Москва, Каляевская, 23а
Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
г. Москва, И-41, Б. Переяславская ул., дом 46

Таблица соотношений между некоторыми единицами физических величин, подлежащими изъятию, и единицами СИ

Наименование величины	Единица				Соотношение единиц
	подлежащая изъятию		СИ		
	наименование	обозначение	наименование	обозначение	
Сила; нагрузка; вес	килограмм-сила тонна-сила грамм-сила	кгс тс гс	ньютон	Н	1 кгс ≈ 9,8 Н ≈ 10 Н 1 тс ≈ 9,8 · 10^3 Н ≈ 10 кН 1 гс ≈ 9,8 · 10^{-3} Н ≈ 10 мН
Линейная нагрузка	килограмм-сила на метр	кгс/м	ньютон на метр	Н/м	1 кгс/м ≈ 10 Н/м
Поверхностная нагрузка	килограмм-сила на квадратный метр	кгс/м²	ньютон на квадратный метр	Н/м²	1 кгс/м² ≈ 10 Н/м²
Давление	килограмм-сила на квадратный сантиметр миллиметр водяного столба миллиметр ртутного столба	кгс/см² мм вод. ст. мм рт. ст.	паскаль	Па	1 кгс/см² ≈ 9,8 · 10^4 ≈ Па ≈ 10^5 Па ≈ 0,1 МПа 1 мм вод ст ≈ 9,8 ≈ Па ≈ 10 Па 1 мм рт ст. ≈ 133,3 Па
Механическое напряжение Модуль продольной упругости; модуль сдвига; модуль объемного сжатия	килограмм-сила на квадратный миллиметр килограмм-сила на квадратный сантиметр	кгс/мм² кгс/см²	паскаль	Па	1 кгс/мм² ≈ 9,8 · 10^6 Па ≈ ≈ 10^7 Па ≈ 10 МПа 1 кгс/см² ≈ 9,8 · 10^4 Па ≈ ≈ 10^5 Па ≈ 0,1 МПа
Момент силы; момент пары сил	килограмм-сила-метр	кгс·м	ньютон-метр	Н·м	1 кгс · м ≈ 9,8 Н · м ≈ ≈ 10 Н · м
Работа (энергия)	килограмм-сила-метр	кгс·м	джоуль	Дж	1 кгс · м ≈ 9,8 Дж ≈ 10 Дж
Количество теплоты	калория килокалория	кал ккал	джоуль	Дж	1 кал ≈ 4,2 Дж 1 ккал ≈ 4,2 кДж

Продолжение

Наименование величины	Единица подлежащая изъятию: наименование	Единица подлежащая изъятию: обозначение	Единица СИ: наименование	Единица СИ: обозначение	Соотношение единиц
Мощность	килограмм-сила-метр в секунду	кгс·м/с	ватт	Вт	1 кгс · м/с ≈ 9,8 Вт ≈ 10 Вт
	лошадиная сила	л. с.			1 л. с. ≈ 735,5 Вт
	калория в секунду	кал/с			1 кал/с ≈ 4,2 Вт
	килокалория в час	ккал/ч			1 ккал/ч ≈ 1,16 Вт
Удельная теплоемкость	калория на грамм-градус Цельсия	кал/(г·°С)	джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг · К)	1 кал/(г · °С) ≈ 4,2 × × 10^3 Дж/(кг · К)
	килокалория на килограмм-градус Цельсия	ккал/(кг·°С)			1 ккал/(кг · °С) ≈ ≈ 4,2 кДж/(кг · К)
Теплопроводность	калория в секунду на сантиметр градус Цельсия	кал/(с·см·°С)	ватт на метр-кельвин	Вт/(м · К)	1 кал/(с · см · °С) ≈ ≈ 420 Вт/(м · К)
	килокалория в час на метр-градус Цельсия	ккал/(ч. м·°С)			1 ккал/(ч · м · °С) ≈ ≈ 1,16 Вт/(м · К)
Коэффициент теплообмена (теплоотдачи); коэффициент теплопередачи	калория в секунду на квадратный сантиметр-градус Цельсия	кал/(с·$см^2$·°С)	ватт на квадратный метр-кельвин	Вт/($м^2$ · К)	1 кал/(с · $см^2$ · °С) ≈ ≈ 42 кВт/($м^2$ · К)
	килокалория в час на квадратный метр-градус Цельсия	ккал/(ч·$м^2$·°С)			1 ккал/(ч · $м^2$ · °С) ≈ ≈ 1,16 кВт/($м^2$ · К)