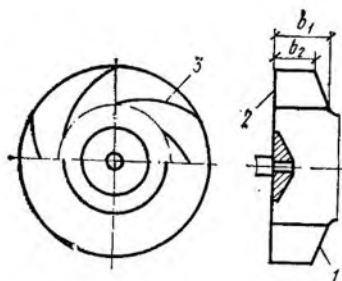


Рис. 3.3. Схематический разрез рабочего колеса радиального вентилятора



рых насажен на вал, соединенный с валом электродвигателя. При вращении рабочего колеса каждая лопатка вследствие циркуляционного обтекания, взаимодействуя с потоком, вызывает появление реакции, равной по величине подъемной силе. Суммарная сила воздействия лопаток на поток будет равна сумме реакций каждой лопатки.

Передачу энергии от привода жидкости осуществляет рабочее колесо, состоящее обычно из переднего 1 и заднего 2 дисков (рис. 3.3), между которыми с одинаковым шагом установлены лопатки 3. В ряде конструкций нагнетателей используют колеса полуоткрытого типа без переднего диска. Задний диск обычно выполняют плоским, а передний может быть как плоским, так и коническим (для уменьшения диффузорности межлопастных каналов). У радиальных вентиляторов передние диски более сложной формы почти не встречаются. Меридиональное сечение рабочего колеса характеризуется двумя параметрами: b_1 — ширина при входе жидкости на лопатки; b_2 — ширина на выходе. Лопатки рабочего колеса обычно имеют цилиндрическую форму; их устанавливают перпендикулярно плоскости заднего диска.

Проанализируем основные закономерности течения жидкости в межлопастном пространстве. Выделим сечение между двумя соседними лопатками и рассмотрим течение жидкости в нем (рис. 3.4).

Энергия, передаваемая потоку рабочим колесом, определяется значениями абсолютных c , относительных w и окружных u скоростей при входе и выходе из межлопастного пространства.

Абсолютная скорость — это скорость движения потока относительно неподвижного корпуса нагнетателя. Абсолютная скорость равна сумме относительной w и переносной (окружной) u скоростей.

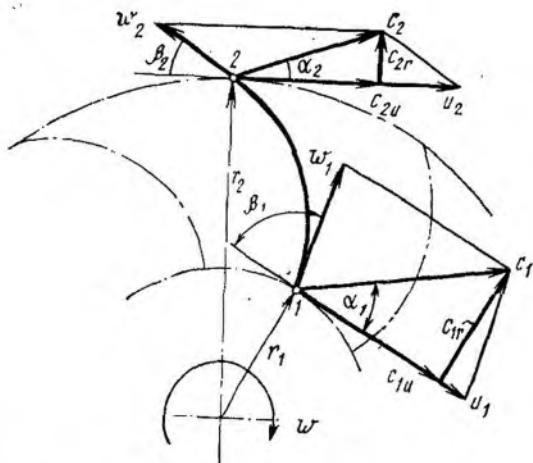


Рис. 3.4. Параллелограммы скоростей в рабочем колесе радиального вентилятора

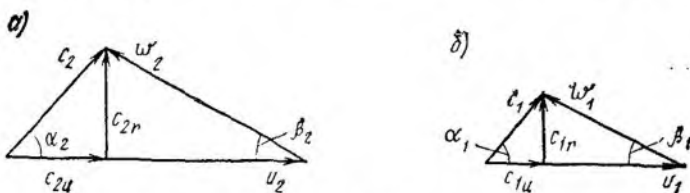


Рис. 3.5. Треугольники скоростей в лопастном нагнетателе на выходе и на входе

Относительная скорость — это скорость движения потока относительно вращающегося рабочего колеса. Вектор ее направлен по касательной к лопатке, т. е. вдоль линии тока.

Вектор окружной скорости, направленный по касательной к данной точке рабочего колеса радиусом r в сторону вращения рабочего колеса, вращающегося с угловой скоростью ω_0 , равен:

$$u = \omega_0 r.$$

Векторы окружной и абсолютной скоростей образуют угол α ; вектор относительной скорости с обратным направлением окружной скорости — угол β .

Пусть на входе в рабочее колесо (точка 1) имеются окружная скорость u_1 , относительная скорость w_1 и аб-

солютная скорость c_1 (см. рис. 3.4). Направление скорости ω_1 определяется углом β_1 , который называется углом входа. На выходе из рабочего колеса (точка 2) имеем соответственно скорости u_2, ω_2, c_2 . Направление скорости ω_2 определяется углом выхода β_2 . Таким образом, на входе и выходе из рабочего колеса получаем треугольники скоростей, показанные на рис. 3.5. Как видно из этого рисунка, абсолютную скорость потока можно разложить на радиальную (расходную) составляющую, равную $c_r = c \sin \alpha$, и окружную составляющую $c_u = c \cos \alpha$, называемую скоростью закручивания.

§ 8. Уравнение Эйлера для работы лопастного колеса

Для определения суммарного момента реакции лопаток рабочего колеса при взаимодействии их с потоком жидкости необходимо воспользоваться теоремой об изменении момента количества движения. Согласно этой теореме *при установившемся движении изменение момента количества движения потока жидкости, проходящей через рабочее колесо нагнетателя в единицу времени, равно моменту сил реакции лопаток.*

Вспомним, как определяется момент количества движения. Пусть некоторая секундная масса жидкости m движется во вращающемся поле с абсолютной скоростью c (рис. 3.6) относительно центра вращения O , находящегося в момент времени t на расстоянии R от этой массы. Как известно, вектор переносной скорости вращательного движения u перпендикулярен радиусу R и равен $\omega_0 R$, где ω_0 — угловая скорость вращения. Момент количества движения данной массы m определится выражением

$$M = Rmc \cos \alpha.$$

Если проекцию абсолютной скорости на переносную скорость обозначить символом c_u , то момент количества движения принимает вид

$$M = Rmc_u. \quad (3.13)$$

Рассмотрим схему движения потока жидкости через рабочее колесо нагнетателя. При этом будем предполагать, что все траектории жидких частиц в рабочем колесе на входе и выходе с лопаток одинаковы. Такое движение возможно лишь в том случае, когда рабочее колесо нагнетателя имеет бесконечное число лопаток, рас-

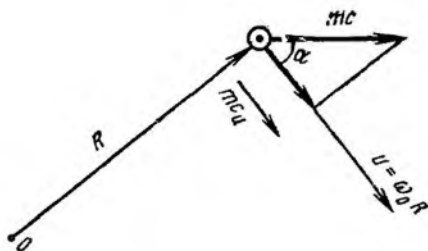


Рис. 3.6. Схема к вычислению момента количества движения

стояние между которыми мало. В этом случае проекцию абсолютной скорости на переносную скорость на входе потока в рабочее колесо обозначают символом C_{1u}^∞ , а на выходе из рабочего колеса — символом C_{2u}^∞ . Таким образом, изменение момента количества движения потока жидкости, прошедшего через рабочее колесо нагнетателя, равно:

$$\rho Q c_{2u}^\infty R_2 - \rho Q c_{1u}^\infty R_1, \quad (3.14)$$

где R_1 и R_2 — радиус соответственно входного и выходного сечения рабочего колеса.

В соответствии с теоремой об изменении момента количества движения полученное выражение (3.14) надо приравнять к моменту сил M_0 реакции лопаток нагнетателя, т. е.

$$M_0 = \rho Q R_2 c_{2u}^\infty - \rho Q R_1 c_{1u}^\infty, \quad (3.15)$$

Умножим и разделим правую часть выражения (3.15) на 2π , получим

$$M_0 = \frac{1}{2\pi} \rho Q (2\pi R_2 c_{2u}^\infty - 2\pi R_1 c_{1u}^\infty). \quad (3.16)$$

Величина Γ_1 представляет собой циркуляцию скорости на входе в рабочее колесо, величина Γ_2 — на выходе из него. В соответствии с выражением (3.16)

$$\Gamma_1 = 2\pi R_1 c_{1u}^\infty; \quad \Gamma_2 = 2\pi R_2 c_{2u}^\infty. \quad (3.17)$$

Используя соотношения (3.17), выражение (3.16) можно записать в виде

$$M_0 = \frac{1}{2\pi} \rho Q (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (3.18)$$

В выражении (3.18) разность $\Gamma_2 - \Gamma_1$ равна сумме циркуляции скорости вокруг всех лопаток рабочего колеса.

Умножив обе части выражения (3.18) на угловую скорость вращения рабочего колеса ω_0 , приходим к понятию мощности

$$M_0 \omega_0 = \rho \frac{Q \omega_0}{2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (3.19)$$

Действительно, левая часть выражения (3.19), определяющая работу, совершенную силами реакции лопаток нагнетателя в единицу времени, представляет собой мощность, передаваемую потоку жидкости лопатками рабочего колеса нагнетателя и называемую мощностью на валу N_v .

Работа, совершаемая силами реакции лопаток рабочего колеса, отнесенная к весу жидкости, проходящей через нагнетатель, называется *теоретическим напором насоса* H_τ . В этом случае

$$N_v = H_\tau \gamma Q. \quad (3.20)$$

Решая совместно выражения (3.19) и (3.20), получаем для теоретического напора насоса

$$H_\tau = \frac{\omega_0}{2\pi g} (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (3.21)$$

Работу, совершаемую силами реакции лопаток рабочего нагнетателя, отнесенную к объему газа, прошедшего через нагнетатель, называют *теоретическим давлением вентилятора* Δp_τ . В этом случае

$$N_v = \Delta p_\tau L, \quad (3.22)$$

где L — подача вентилятора.

Заменив в равенстве (3.19) обозначение подачи с Q на L и решая совместно выражения (3.19) и (3.22), получим для теоретического давления вентилятора

$$\Delta p_\tau = \rho \frac{\omega_0}{2\pi} (\Gamma_2 - \Gamma_1). \quad (3.23)$$

Действительные значения напора насоса и давления вентилятора меньше соответствующих им теоретических значений, так как не вся энергия, передаваемая лопатками рабочего колеса нагнетателя, воспринимается потоком.

Выражения (3.21) и (3.23) представляют собой уравнение Эйлера, которое для лопатных нагнетателей часто используют в другом виде. Для этого подставим в равенства (3.21) и (3.23) выражения для Γ в виде урав-

нений (3.17). Произведя элементарные преобразования и имея в виду, что $R_1\omega_0 = u_1$; $R_2\omega_0 = u_2$, получаем:

$$H_T = (u_2 c_{2u}^\infty - u_1 c_{1u}^\infty) / g; \quad (3.24)$$

$$\Delta p_T = \rho (u_2 c_{2u}^\infty - u_1 c_{1u}^\infty). \quad (3.25)$$

Эти выражения связывают напор насоса и давление вентилятора со скоростью движения жидкости в рабочем колесе нагнетателя, зависящей от подачи, частоты вращения привода, геометрии рабочих колес и т. д. В тех конструкциях, где жидкость подводится к рабочему колесу без предварительной закрутки, часто полагают $C_{1u}^\infty = 0$. В этом случае выражения (3.24) и (3.25) имеют более простой вид:

$$H_T = c_{2u}^\infty u_2 / g; \quad (3.26) \quad \Delta p = \rho u_2 c_{2u}^\infty. \quad (3.27)$$

Уравнение Эйлера в виде выражения (3.26) или (3.27) широко используется при анализе работы лопастных нагнетателей. Особенность этого уравнения состоит в том, что оно получено в предположении, что все струйки в рабочем колесе движутся одинаково. Это возможно только тогда, когда рабочее колесо нагнетателя имеет бесконечное число лопаток, между которыми существует бесконечно малое пространство. В действительности рабочее колесо, например центробежного насоса, имеет всего шесть — восемь лопаток, следовательно, существует значительное межлопастное пространство, в котором поток деформируется. Проанализируем влияние конечного числа лопаток на величину теоретического напора, воспользовавшись методом Стодолы — Майзеля. Для анализа установившегося движения в рабочем колесе необходимо рассматривать течение жидкости в относительном движении, т. е. в системе координат, связанной с рабочим колесом. Кинематика потока жидкости в рабочем колесе несколько изменится в этой системе координат. Остановимся подробнее на этом вопросе. Представим себе цилиндр, заполненный идеальной жидкостью и жестко соединенный со стержнем в точке 1. Внутри цилиндра поместим невесомую крестообразную пластину (рис. 3.7), на которой заметим точку 2. Начнем вращать с угловой скоростью ω_0 стержень с цилиндром в направлении, указанном стрелкой. Точка 1 в этом случае переместится в положение 1', а точка 2 вследствие инерционности пластины и отсут-

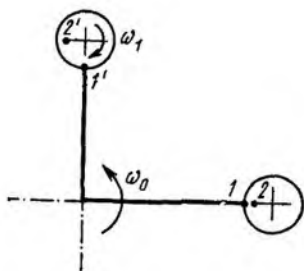


Рис. 3.7. К определению направления вращения идеальной жидкости во вращающемся цилиндре

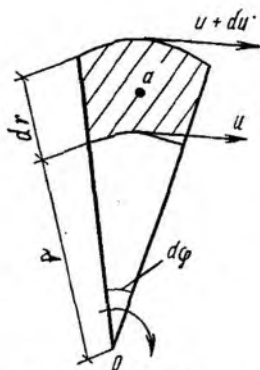


Рис. 3.8. К определению циркуляции в сегменте

ствия вязкости не изменит своей ориентации и будет находиться в положении 2'.

В относительной системе координат, связанной с цилиндром, крестообразная пластина вместе с жидкостью вращается в сторону, противоположную вращению цилиндра. Следовательно, при относительном движении жидкость в цилиндре вращается как твердое тело с угловой скоростью, равной угловой скорости вращения цилиндра вокруг оси координат.

Покажем, что при вращении жидкости как твердого тела движение является вихревым. Представим себе вращение жидкости вокруг центра в точке O . Выделим во вращающейся жидкости (рис. 3.8) элементарный сегмент, ограниченный дугами $rd\varphi$ и $(r+dr)d\varphi$ с центром тяжести в точке a (на рисунке эта поверхность заштрихована). Исходя из элементарных соображений, имеем приращение окружной скорости

$$du = \omega_0 dr.$$

Тогда приращение окружной скорости du_a в точке a можно приближенно записать в виде

$$du_a = \frac{1}{2} \omega_0 dr.$$

Можно представить, что жидкость в точке a имеет окружную скорость, большую, чем окружная скорость жидкости на поверхности $rd\varphi$, и меньшую, чем на поверхности $(r+dr)d\varphi$. Таким образом, внутри заштрихованной области жидкость вращается как твердое тело

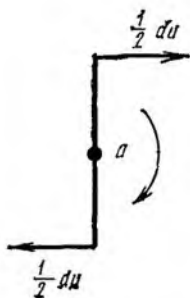


Рис. 3.9. К определению скорости вращения жидкости

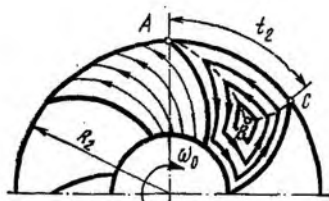


Рис. 3.10. Схема циркуляции скорости в межлопастном пространстве

вокруг точки a с угловой скоростью (рис. 3.9). Тогда очевидно

$$\frac{1}{2} \omega_1 dr = \frac{1}{2} \omega_0 dr$$

или

$$\omega_1 = \omega_0. \quad (3.28)$$

Выражение (3.28) показывает, что внутри выделенного элемента (см. рис. 3.8) происходит вращение жидкости вокруг центра O , т. е. вдоль периметра каждого элементарного сегмента имеет место циркуляция скорости, равная произведению площади сегмента на его угловую скорость. Поскольку весь вращающийся объем жидкости можно представить состоящим из суммы рассмотренных элементов, то движение в целом объеме жидкости, вращающейся как твердое тело, можно считать вихревым. Следовательно, циркуляция скорости вдоль любого контура, проведенного внутри массы вращающейся жидкости, равна сумме циркуляций вдоль элементарных контуров, ограниченных рассматриваемым контуром.

Вернемся к работе нагнетателя и рассмотрим пространство, ограниченное поверхностями входа и выхода жидкости из рабочего колеса и двумя соседними лопатками (рис. 3.10). Применим для этого случая предыдущие рассуждения. Будем считать, что через рабочее колесо движется идеальная жидкость. Пусть рабочее колесо начинает вращаться равномерно с угловой скоростью ω_0 . Поскольку жидкость идеальная, при относительном движении в рассматриваемом пространстве она

будет вращаться как твердое тело в направлении, противоположном вращению рабочего колеса. Таким образом, на поток, движущийся с относительной скоростью, определяемой расходом, накладывается дополнительное вихревое движение, вызванное наличием циркуляционной скорости. Следовательно, относительная скорость на выходе из рабочего колеса будет определяться не только расходом, но дополнительной составляющей скорости, вызванной наличием циркуляции вдоль внешнего периметра колеса. Для вычисления этой циркуляционной скорости выделим в межтарелочном пространстве контур, состоящий из внешней части окружности, расположенной между лопатками рабочего колеса (AC) и эквипотенциалами, проведенными по нормали к линиям тока циркуляционного движения (AB и CB). Образованный контур является криволинейным треугольником ABC .

Рассмотрим циркуляцию скорости вдоль периметра криволинейного треугольника ABC . Заметим, что вдоль линий AB и BC циркуляция скорости отсутствует, так как они проведены ортогонально циркуляционным линиям тока. Таким образом, циркуляция скорости вдоль контура ABC будет равна циркуляции скорости вдоль линии AC . Воспользовавшись соотношением (2.16), имеем

$$\Gamma = 2\omega_0 S_{ABC},$$

с другой стороны, по определению

$$\Gamma = t_2 \Delta v_\tau,$$

где S_{ABC} — площадь криволинейного треугольника ABC ; t_2 — расстояние между осями лопаток на выходе ($t_2 = 2\pi R_2/Z$, здесь Z — число лопаток); Δv_τ — осредненная скорость вихря вдоль линии AC .

Таким образом,

$$2\omega_0 S_{ABC} = \frac{2\pi R_2}{Z} \Delta v_\tau. \quad (3.29)$$

Для приближенного решения заменим площадь криволинейного треугольника ABC площадью прямоугольного треугольника. Приняв, что нормали к линиям тока делят углы в точках A и C пополам, легко видеть, что угол ABC — прямой. Основываясь на приведенных допущениях и имея в виду

$$S_{ABC} = \frac{1}{2} \sin \frac{\beta_2}{2} \cos \frac{\beta_2}{2} t_2^2 = \frac{1}{4} t_2^2 \sin \beta_2,$$

§ 9. Характеристики лопастных нагнетателей

Характеристикой динамического нагнетателя называется графическая зависимость основных технических показателей — давления (напора), мощности и КПД от подачи при постоянном значении частоты вращения рабочего колеса.

Воспользовавшись уравнением Эйлера (3.27), можно построить *теоретическую* характеристику, например, радиального вентилятора. Из треугольника скоростей (см. рис. 3.5, а) получаем

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (3.33)$$

Так как проекция абсолютной скорости на радиус c_{2r} определяет величину расхода, выходящего из рабочего класса шириной b и диаметром D_2 , подача нагнетателя может быть найдена из выражения

$$L = \pi D_2 b c_{2r}. \quad (3.34)$$

Подставляя равенства (3.33) и (3.34) в выражение (3.27), найдем связь между теоретическим давлением вентилятора при бесконечном числе лопаток и его подачей

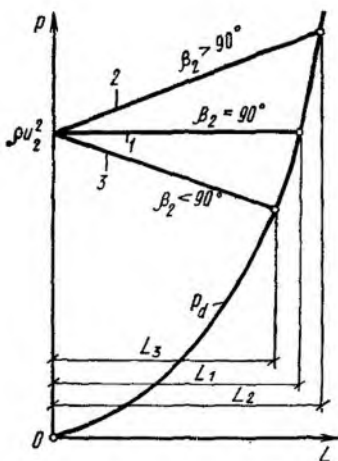
$$\Delta p_T^\infty = \rho \left(u_2^2 - \frac{u^2}{\pi D_2 b} L \operatorname{ctg} \beta_2 \right). \quad (3.35)$$

Графическая иллюстрация этого уравнения показана на рис. 3.12. Из уравнения (3.35) следует, что при $\beta_2 > 90^\circ$ ($\operatorname{ctg} \beta_2 < 0$) давление вентилятора увеличивается с увеличением подачи (кривая 2). При $\beta_2 = 90^\circ$ ($\operatorname{ctg} \beta_2 = 0$) давление не зависит от подачи (кривая 1); при $\beta_2 < 90^\circ$ ($\operatorname{ctg} \beta_2 > 0$) давление уменьшается при увеличении подачи (кривая 3). Зависимость теоретического давления Δp_T от подачи нагнетателя при конечном числе лопаток тоже линейна. Так как теоретический напор (давление) нагнетателя при конечном числе лопаток меньше, чем при бесконечном при той же подаче, то зависимости $\Delta p_T = f(L)$ расположатся несколько ниже.

Аналогичный вид имеют теоретические характеристики, построенные для насосов в координатах $H_T = f(Q)$.

Полное давление (напор) нагнетателя можно выразить в виде зависимости от абсолютной, переносной и относительной скоростей потока. Воспользуемся тре-

Рис. 3.12. Теоретические характеристики радиального вентилятора при различных углах установки лопаток на выходе из рабочего колеса



угольниками скоростей (см. рис. 3.5). Согласно теореме косинусов имеем:

$$\begin{aligned} w^2 &= u^2 + c^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1; \\ w^2 &= u^2 + c^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2. \end{aligned}$$

Определив скорости закручивания $c_{1u} = c_1 \cos \alpha_1$ и $c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2$ и подставив их в уравнение (3.25), получим

$$p_T = \frac{p}{2} (c_2^2 - c_1^2) + \frac{p}{2} (u_2^2 - u_1^2) - \frac{p}{2} (w_2^2 - w_1^2). \quad (3.36)$$

Из уравнения (3.36) видно, что давление, создаваемое нагнетателем, складывается из прироста кинетической энергии абсолютного движения, повышения статического давления от работы центробежных сил и преобразования кинетической энергии относительного движения в межлопастных каналах.

Обозначим отношение скорости закручивания к окружной скорости через φ — коэффициент закручивания:

$$\varphi_1 = c_{1u}/u_1; \quad \varphi_2 = c_{2u}/u_2.$$

В зависимости от величины угла выхода лопатки рабочего колеса принято называть загнутыми назад ($\beta_2 < 90^\circ$), радиально оканчивающимися ($\beta_2 \approx 90^\circ$) и загнутыми вперед ($\beta_2 > 90^\circ$). Лопатки могут быть листовыми и профильными. Листовые криволинейные лопатки в общем случае (рис. 3.13, а) определяются уравнением в

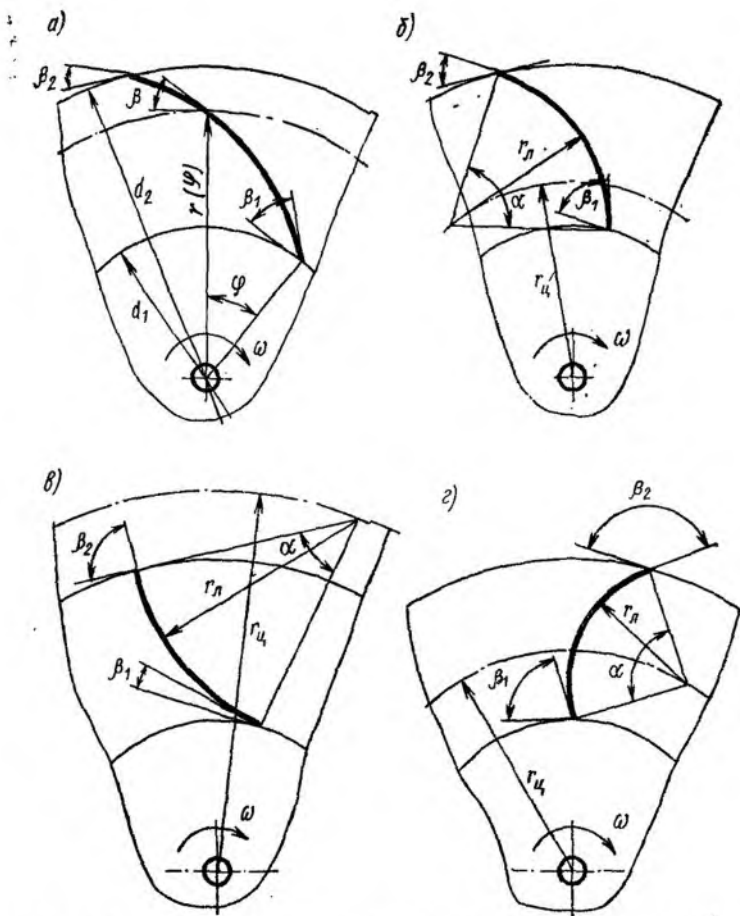


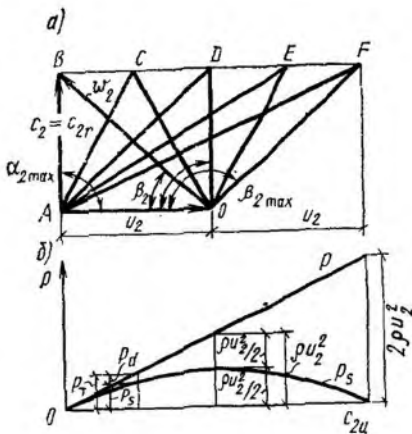
Рис. 3.13. Схема установки листовых лопаток радиального вентилятора

а и б — загнутые назад ($\beta_2 < 90^\circ$); в — радиально оканчивающиеся ($\beta_2 = 90^\circ$); г — загнутые вперед ($\beta_2 > 90^\circ$)

полярных координатах $r = r(\varphi)$. Часто криволинейные лопатки бывают очерчены одной дугой или несколькими дугами окружности. В случае когда лопатки очерчены одной дугой окружности (рис. 3.13, б, г), радиус этой окружности r_π выражают через углы β_1 и β_2 и диаметры d_1 и d_2 , т. е.

$$r_\pi = (d_2^2 - d_1^2) / 4(d_2 \cos \beta_2 - d_1 \cos \beta_1). \quad (3.37)$$

Рис. 3.14. Зависимость давления от угла выхода



В этом случае радиус r_n равен радиусу кривизны лопатки; его знак будет положительным для лопаток, загнутых назад (рис. 3.13, б), и отрицательным для лопаток, загнутых вперед (рис. 3.13, г) и радиально оканчивающихся (рис. 3.13, в). Радиус окружности, на которой расположены центры дуг лопаток,

$$r_n = \sqrt{0,25 d_1^2 + r_n^2 - r_n d_1 \cos \beta_1}. \quad (3.38)$$

Исследуем соотношение давлений при различных углах выхода β_2 , приняв постоянными плотность перемещаемой среды, окружную скорость на выходе и подачу. На рис. 3.14, а показаны различные треугольники выхода с одинаковыми окружной скоростью u_2 и радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе c_{2r} . На рис. 3.14, б показан характер изменения полного p_T , статического p_s и динамического p_d давлений в зависимости от скорости закручивания c_{2u} .

В треугольнике AOB : $\beta_2 < 90^\circ$ и $\alpha_2 = 90^\circ$. Поток из рабочего колеса выходит в радиальном направлении с абсолютной скоростью c_2 . Скорость закручивания c_{2u} при этом равна 0 и, следовательно, $p_T = 0$. Это граничный случай, когда загнутые назад лопатки бездействуют.

Отношение полного давления p_T к динамическому $p_d = u^2 \rho / 2$, где скорость потока равна окружной ско-

рости u_2 , получило название коэффициента полного давления

$$\psi = \frac{p_T}{p_d} = \frac{\rho u_2 c_{2u}}{u_2^2 \rho / 2} = \frac{2c_{2u}}{u_2}. \quad (3.39)$$

Коэффициент давления ψ находят опытным путем в лабораторных условиях посредством измерения давления и скорости вращения колеса. Очевидно, что для рассматриваемого случая коэффициент $\psi=0$.

В треугольнике выхода AOC $\beta_2 < 90^\circ$ и $\alpha_2 < 90^\circ$, что соответствует нормально загнутой назад лопатке. С увеличением β_2 и уменьшением α_2 абсолютная скорость c_2 и ее окружная составляющая c_{2u} растут, в то время как относительная скорость ω_2 уменьшается. В этом диапазоне углов полное давление p_T и статическое давление p_s увеличиваются, при этом статическое давление p_s увеличивается быстрее, чем растет динамическое давление p_d .

В треугольнике AOD : $\beta_2 = 90^\circ$; лопатка заканчивается радиально. Скорость закручивания c_{2u} равна окружной скорости u_2 . Радиальная составляющая абсолютной скорости c_{2r} совпадает по направлению и величине с относительной скоростью ω_2 и теоретическое давление p_T равно:

$$p_T = \rho u_2^2.$$

Если предположить, что радиальные составляющие абсолютной скорости c_{1r} и c_{2r} равны (это возможно, если пренебречь разницей в диаметрах входа d_1 и выхода d_2 рабочего колеса), то для статического давления получим

$$p_s = \rho u_2^2 - (c_2^2 - c_1^2) \frac{\rho}{2}.$$

Из треугольника скоростей AOD имеем

$$c_2^2 = u_2^2 + c_{2r}^2 = u_2^2 + c_{1r}^2,$$

и для $c_1 = c_{1r}$ (в случае радиального входа потока на колесо) следует

$$p_s = \rho u_2^2 - (\rho u_2^2 / 2) = \rho u_2^2 / 2,$$

т. е. статическое давление равно динамическому и составляет половину полного. При этом коэффициент давления ψ равен:

$$\psi = \frac{\rho u_2^2}{\rho u_2^2 / 2} = 2.$$

В треугольнике выхода AOE $\beta_2 > 90^\circ$, что соответствует лопатке, загнутой вперед; абсолютная скорость выхода c_2 , скорость закручивания c_{2u} и относительная скорость w_2 увеличиваются вместе с углом β_2 . Поэтому полное давление растет. Вместе с ростом c_2 растет динамическое давление, в то время как статическое давление уменьшается.

И, наконец, в треугольнике AOF скорость закручивания c_{2u} становится в 2 раза больше окружной скорости u_2 и полное давление достигает максимального значения $p_T = 2\rho u_2^2$. Коэффициент давления в этом случае равен:

$$\psi = \frac{2\rho u_2^2}{\rho u_2^2/2} = 4.$$

Статическое давление получим из уравнения (3.36)

$$p_s = (u_2^2 - w_2^2 + w_1^2 - u_1^2) \frac{\rho}{2}.$$

Учитывая соотношения

$$c_{1r} = c_{2r}; w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 = u_2^2 + c_{1r}^2,$$

получим

$$p_s = (u_2^2 - u_2^2 - c_{1r}^2 + w_1^2 - u_1^2) \frac{\rho}{2} = (w_1^2 - u_1^2 - c_{1r}^2) \frac{\rho}{2}.$$

Так как

$$w_1^2 = w_2^2 + c_{1r}^2,$$

то

$$p_s = 0.$$

Это означает, что в нагнетателе, имеющем такое конструктивное исполнение загнутых вперед лопаток, статическое давление равно нулю, так как оно полностью перешло в динамическое.

Как видно, теоретически коэффициент давления может изменяться от 0 до 4. Из рис. 3.14 видно, что максимальное статическое давление создается при $c_{2u} = u_2$ и $\beta_2 = 90^\circ$.

Фактические значения коэффициентов давления нагнетателей существенно отличаются от теоретических. Так, максимально достижимые значения коэффициентов давления составляют для вентиляторов с лопатками, загнутыми назад, — 1,4, с радиально оканчивающимися — 1,7 и с загнутыми вперед — 2,4. Коэффициенты давле-

ния, соответствующие режиму максимального КПД, чаще всего ниже приведенных значений. Обычно при указании коэффициентов давления для оптимального режима работы подразумевают среднее значение.

Одним из преимуществ нагнетателей с лопатками, загнутыми назад, является то, что потребляемая мощность при увеличении подачи по сравнению с расчетной не возрастает, а, наоборот, остается неизменной или даже снижается. Давление при этом уменьшается, что также является преимуществом лопаток этой формы, так как при изменении сопротивления сети подача нагнетателя изменяется незначительно. Нагнетатели, имеющие рабочие колеса с лопатками такой формы, характеризуются высоким КПД, получаемым в результате небольших потерь срыва в межлопастных каналах, и незначительным шумообразованием. Насосы выполняются только с лопатками, загнутыми назад, поскольку вихреобразование может привести к возникновению кавитации.

Преимущества радиально оканчивающихся лопаток — небольшие потери на трение в межлопастных каналах; высокие коэффициенты давления и сравнительно высокие значения КПД. К недостаткам этих лопаток относятся значительное увеличение потребляемой мощности при увеличении подачи, что вызывает перегрузку электродвигателя и усиление шума. Нагнетатели с лопатками такой формы находят применение в системах пневмотранспорта.

Преимуществом нагнетателей с лопатками, загнутыми вперед, являются высокие давления и большие подачи. При этом окружные скорости меньше, чем при лопатках любых других форм. Это позволяет применять рабочие колеса небольших диаметров и создавать экономически выгодные конструкции. Недостатки этих нагнетателей состоят в крутом подъеме характеристики потребляемой мощности, что создает опасность перегрузки электродвигателя, небольших КПД и появлении значительного шума при высоких окружных скоростях.

Для обеспечения безударного входа потока на лопастное колесо входные кромки лопаток радиальных нагнетателей обычно устанавливают так, чтобы угол β_1 был меньше 90° .

Действительное давление (напор), создаваемое нагнетателем, оказывается меньше теоретического, опре-

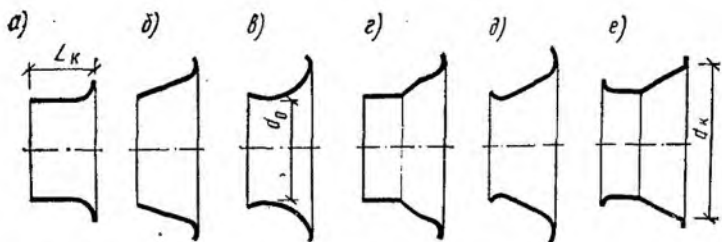


Рис. 3.15. Конфигурация входных патрубков (коллекторов)

а — цилиндрический; б — конический; в — торондальный; г, е — комбинированные

деленного с учетом конечного числа лопаток. Это можно объяснить тем, что внутри самого нагнетателя имеются потери давления (напора), связанные с условиями входа потока в рабочее колесо, потерями в самом лопастном колесе и, наконец, потерями за рабочим колесом. С учетом этих потерь, которые можно назвать внутренними — $\Delta p_{вн}$, действительное полное давление нагнетателя равно:

$$p_d = p_T - \Delta p_{вн}.$$

Коэффициент, учитывающий потери внутри нагнетателя, называется гидравлическим КПД — η_g

$$\eta_g = p/p_T = (p_T - \Delta p_{вн})/p_T = 1 - (\Delta p_{вн}/p_T).$$

Оценим влияние различных потерь на коэффициент η_g .

Потери перед рабочим колесом — это потери входа. Входной патрубок (входной коллектор) служит для подвода поступающей в нагнетатель жидкости к рабочему колесу. Входные патрубки имеют осесимметричную форму и характеризуются тремя геометрическими параметрами: длиной L_k и диаметрами входного отверстия d_k и минимального сечения d_0 . Диаметр d_0 называется диаметром входа в нагнетатель. Различные конфигурации входных коллекторов вентиляторов показаны на рис. 3.15. Оптимальную их форму устанавливают обычно экспериментально. Потери входа зависят от формы всасывающего отверстия и могут быть учтены соответствующими коэффициентами сопротивления. Для уменьшения потерь, кроме хорошо обтекаемой формы входа, необходимо иметь минимально возможные скорости входа, для чего площадь входа должна быть наибольшей.

Точно оценить потери давления во входном патрубке, особенно с учетом взаимного влияния течений в колесе и патрубке, очень трудно. Для ориентировочной оценки потерь давления можно пользоваться имеющимися в литературе многочисленными материалами по входным участкам каналов и труб.

Потери в рабочем колесе. Суммарные потери давления в рабочем колесе складываются из потерь на трение жидкости (газа) о диски колеса и в межлопастных каналах, потерь на удар при входе и потерь, связанных со срывами потока на рабочем колесе.

Потери на трение при вращении дисков рабочего колеса зависят от третьей степени окружной скорости u^3 и квадрата диаметра рабочего колеса d^2 . Величина этих потерь сравнительно невелика и составляет 2—4 % всех потерь мощности.

Потери на трение в межлопастных каналах в результате действия центробежных сил более значительны. Однако предварительный расчет их невозможен из-за отсутствия точных данных о распределении скорости потока в межлопастных каналах.

Теоретически возможен такой рабочий режим, при котором вход потока в рабочее колесо будет безударным. Это произойдет в том случае, когда направление относительной скорости входа w_1 совпадет с углом входа на лопатки β_1 . В действительности же всегда бывают отклонения, которые имеются не только между лопатками, но даже у самих лопаток. Причина этого в том, что абсолютная скорость входа c_1 по ширине лопатки непостоянна и поэтому радиальная составляющая абсолютной скорости c_1 также непостоянна ни в продольном, ни в поперечном сечениях. Если абсолютная скорость c_1 (рис. 3.16) изменится до величины c'_1 , то возникнет разность векторов между относительными скоростями w_1 и w'_1 — так называемая ударная составляющая $\Delta w = ED$. Из треугольников ABC и ABD получим

$$\Delta w = u_1 \left(1 - \frac{c'_1}{c_1} \right).$$

Потери давления при внезапном изменении направления потока составят

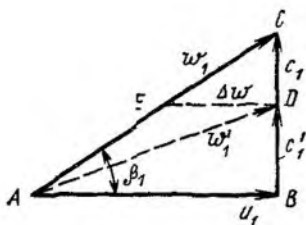


Рис. 3.16. К расчету удара на лопатку рабочего колеса

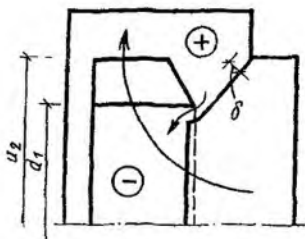


Рис. 3.17. Схема перетока в радиальном вентиляторе

$$\Delta p = \varphi \Delta w^2 \frac{\rho}{2} = \varphi u_1^2 \left(1 - \frac{c'_1}{c_1}\right)^2 \frac{\rho}{2},$$

где φ — коэффициент смягчения удара из-за эластичности среды, принимаемый по данным Пфлейдерера, равным 0,58—0,7.

Потери Δp возникают в результате быстрого уменьшения относительной скорости от w_1 на входе до w_2 на выходе аналогично тому, как это происходит в диффузоре, где потери составляют

$$\Delta p = (w_1^2 - w_2^2) \frac{\rho}{2}.$$

В относительном движении потери при диффузорном течении можно ограничить значением

$$\Delta p' = 0,25 (w_1^2 - w_2^2) \frac{\rho}{2}.$$

Этого удается достигнуть в большинстве случаев только для лопаток, загнутых назад, а также при очень большом числе лопаток и соответственно увеличенных потерях на трение для радиально оканчивающихся лопаток. Для лопаток, загнутых вперед, срывы в относительном потоке неизбежны и являются причиной значительных потерь.

Потери за рабочим колесом. Эта группа потерь включает потери в зазоре и потери в спиральном кожухе. Потери в зазоре возникают из-за необходимости соблюдения расстояния δ (рис. 3.17) между вращающимся рабочим колесом и входным патрубком. В зазоре происходит перетекание некоторой части жидкости (газа) из спирального кожуха в рабочее колесо в результате естественного перепада давления по обе стороны зазора. Следствием этого является возникновение постоянного

кругового течения внутри нагнетателя и, следовательно, потерь.

Потери в зазоре будут меньше при большей длине потока в зазоре, т. е. при меньшем отношении диаметров d_1/d_2 . При уменьшении d_1/d_2 в большинстве случаев снова повышается развиваемое нагнетателем давление, в результате чего перепад давлений в зазоре увеличивается. Поэтому доля потерь в зазоре (в процентах от общих потерь) значительно больше у нагнетателей высокого давления, чем у нагнетателей низкого давления. Отсюда понятно, почему максимальные КПД для нагнетателей низкого давления выше, чем для нагнетателей высокого давления. Величина зазора нормируется и составляет: для радиальных вентиляторов — 1 % диаметра колеса d_2 ; для осевых вентиляторов — 1,5 % длины лопатки; для центробежных насосов — 0,05—0,1 мм. Потери в зазоре измерить трудно, сложен и их расчет. При тщательном изготовлении потери в зазоре можно снизить, но все же они составят не менее 5 % полезной мощности; при обычном исполнении потери равны 10 %, а при небольших размерах нагнетателей доходят до 15 %. Для вентиляторов, применяемых в системах пневмотранспорта и имеющих рабочие колеса без переднего диска, потери в зазоре еще больше.

В общем случае потери мощности в зазоре составляют

$$\Delta N = \Delta L \Delta p.$$

Спиральный кожух предназначен для отвода в определенном направлении потока, выходящего из рабочего колеса, а также для частичного преобразования динамического давления в статическое. У радиального вентилятора в отличие от центробежного насоса спиральный кожух имеет постоянную ширину B (рис. 3.18). Обечайка очерчивается или по логарифмической спирали, или дугами окружностей по правилу так называемого конструкторского квадрата, при этом сторона этого квадрата в 4 раза меньше величины раскрытия l спирального корпуса. В соответствии с ГОСТ 10616—73 с изм. значения l рекомендуется принимать равными 20; 30; 40; 50; 60; 70 и 80 % диаметра колеса. Радиусы дуг окружностей определяют либо графическим построением, либо вычисляют по формулам:

$$r_1 = 0,5d + 3,5a; \quad r_2 = 0,5d + 2,5a;$$

$$r_3 = 0,5d + 1,5a; \quad r_4 = 0,5d + 0,5a.$$

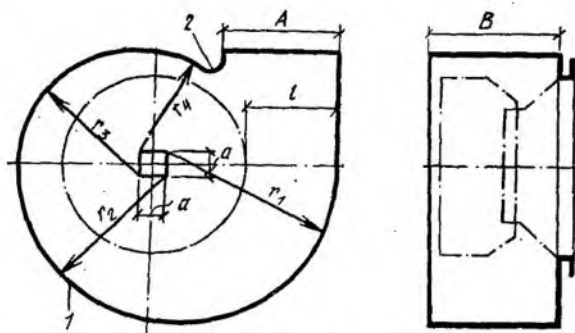


Рис.3.18. Схема построения обечайки спирального корпуса по правилу конструкторского квадрата

1 — обечайка; 2 — язык

Вблизи рабочего колеса обечайка переходит в так называемый язык, назначение которого — способствовать уменьшению кругового движения жидкости внутри кожуха, при котором в нем увеличиваются гидравлические потери. Однако при слишком маленьких зазорах между рабочим колесом и языком значительно увеличивается шум при работе нагнетателя, особенно при широких колесах. Часть спирального кожуха, ограниченная этим языком и являющаяся продолжением обечайки плоскостью, называется выходной частью кожуха.

Канал, в котором происходит преобразование динамического давления в статическое, по форме напоминает диффузор, поэтому (как и во всяком диффузоре) это преобразование сопровождается потерями давления, которые соизмеримы или даже превышают потери давления в рабочем колесе. Особенно большие потери давления возникают у нагнетателей с лопатками, загнутыми вперед, так как у них динамическое давление на выходе из колеса велико и средние скорости течения в кожухе больше, чем у нагнетателей с лопатками, загнутыми назад.

Потери давления в кожухе зависят от параметров течения при входе в спиральный кожух, т. е. от геометрических параметров рабочего колеса и режима его работы, а также от размеров и формы спирального кожуха. Точный расчет потерь давления в кожухе представляет большие трудности, поскольку сводится к расчету сложного пространственного отрывного неустановивше-

гося течения вязкой жидкости с зонами развитого вторичного течения вблизи боковых стенок кожуха. По данным некоторых исследователей, эти потери нередко составляют более половины гидравлических потерь нагнетателя.

Как видно из изложенного, точный расчет отдельных составляющих гидравлических потерь внутри нагнетателя и, следовательно, точный расчет гидравлического КПД на стадии разработки конструкции нагнетателя не представляются возможными.

Для реальных нагнетателей значение гидравлического КПД равно: с лопатками, загнутыми назад, — 0,7—0,9; с лопатками, загнутыми вперед, — 0,6—0,75; с радиально оканчивающимися лопатками — 0,65—0,8.

На рис. 3.19 иллюстрируется методика построения действительной характеристики на основе теоретической. Пусть линия AB (рис. 3.19, a) определяет теоретическую характеристику давления при бесконечном числе лопаток. Теоретическая характеристика полного давления при конечном числе лопаток располагается ниже (линия CD), поскольку энергия, передаваемая потоку лопастным колесом, в этом случае будет меньше.

Вычтем из характеристики CD отдельные потери давления внутри нагнетателя. В рабочем колесе и в спиральном кожухе потери давления на преодоление сил трения зависят от квадрата скорости или от квадрата подачи. Потери на трение показаны на рис. 3.19, a в виде квадратичной параболы OE . Вычитая из характеристики CD характеристику OE , получим характеристику CF , учитывающую влияние потерь на трение.

Потери давления на удар, к которым относятся также потери срыва и преобразования давления, имеют минимум при безударном рабочем режиме в точке G . Эта точка соответствует режиму максимального КПД (см. рис. 3.19, a). Указанные потери также изменяются пропорционально квадрату подачи и представляют собой параболу KGM с вершиной на оси абсцисс в точке G . Вычитая из характеристики CF потери на удар, получаем характеристику NHJ , которая учитывает потери и на трение, и на удар.

Потери в зазоре, которые уменьшают полезную мощность Lp на величину ΔLp , смещают характеристику давления NHJ в горизонтальном направлении на величину ΔL (в положение RS). Характеристика RS , пред-

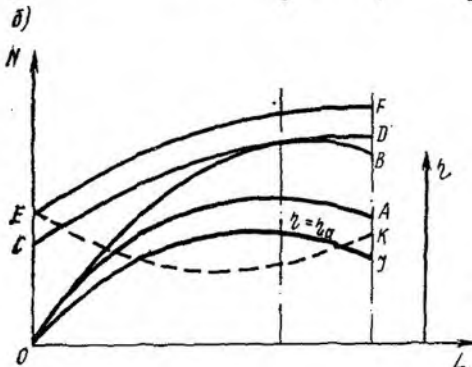
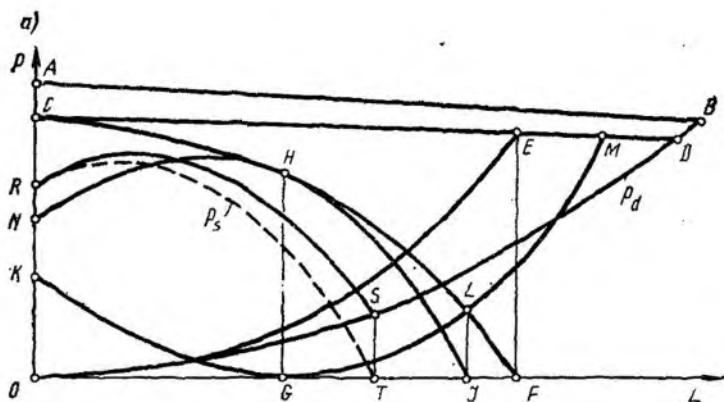


Рис. 3.19. Действительная характеристика вентилятора

ставляющая собой зависимость полного давления от подачи, называется действительной характеристикой полного давления. Границей ее является характеристика динамического давления OB . Вычитая из характеристики полного давления RS характеристику динамического давления OS , получаем характеристику статического давления RT .

На рис. 3.19, б приведена зависимость потребляемой мощности EF от подачи. Характеристика полезной мощности нагнетателя OA представляет собой адиабатическую работу. С учетом потерь на трение характеристика мощности пройдет выше (линия OB), а с учетом, кроме этого, и потерь на удар — еще выше (линия CD). Потери в зазоре ΔLp сдвигают линию CD вверх до линии EF , которая представляет собой характеристику политропической, или потребляемой, мощности.

Этой мощности соответствует полный КПД (линия OJ). Разность политропической и адиабатической мощностей — линия EK характеризует полные гидравлические потери нагнетателя. При $L=0$ мощность расходуется только на перемещение жидкости (газа) внутри кожуха нагнетателя. Затраты этой мощности «холодного хода» зависят как от закручивающей способности рабочего колеса, так и от способности кожуха затормаживать это перемещение.

На стадии проектирования нагнетателя нельзя точно рассчитать потери в самом нагнетателе и получить действительную характеристику, поэтому все характеристики нагнетателей получают только экспериментальным путем, проводя испытания на специальных аэродинамических стендах.

На основе полиной характеристики, используя формулы пересчета (см. § 10), получают универсальные характеристики, пользуясь которыми легко подобрать нагнетатель для работы в сети.

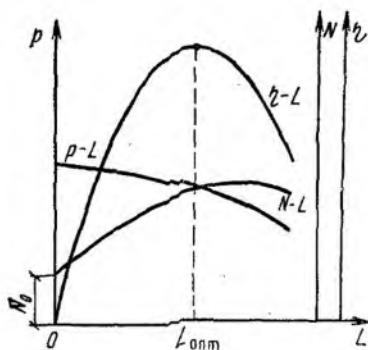
Полные характеристики нагнетателей строят в координатах $p-L$, $N-L$ и $\eta-L$. При снятии характеристики (рис. 3.20) должны быть выполнены следующие условия: 1) конструктивные размеры нагнетателя не должны изменяться; 2) плотность перемещаемой среды должна быть постоянной; 3) частота вращения рабочего колеса должна быть неизменной.

Характеристика полного давления $p-L$ определяет зависимость разности полных давлений на выходе и входе в нагнетатель ($p_{\text{вых}}-p_{\text{вх}}$) от подачи L . У работающего в обычных условиях нагнетателя характеристика полного давления никогда не доходит до оси абсцисс, так как поток на выходе из нагнетателя несет с собой кинетическую энергию. В зависимости от величины потерь в нагнетателе очертание характеристики полного давления может быть полого падающим, круто падающим или иметь впадину в области малых подач. Нагнетатели с круто падающими характеристиками обеспечивают устойчивость в работе.

Характеристика мощности $N-L$ определяет затраты энергии, необходимой для преодоления потерь внутри нагнетателя и в присоединенной к нему сети. Полезная мощность нагнетателя равна:

$$N_{\text{п}} = pL.$$

Рис. 3.20. Полная характеристика вентилятора



Учитывая, что затраты мощности минимальны при нулевом расходе, запуск нагнетателей в работу рекомендуют осуществлять при закрытых регулировочных задвижках. В этом случае пусковой ток электродвигателя будет минимальным и не произойдет перегрузки двигателя.

Характеристика полного КПД $\eta-L$ позволяет легко оценивать эффективность работы нагнетателя при различных режимах.

Полный КПД нагнетателя представляет собой отношение полезной мощности к мощности на валу

$$\eta = N_{\text{п}}/N_{\text{в}} = pL/N_{\text{в}}$$

С ростом подачи полный КПД вначале увеличивается, а затем, достигнув максимума, уменьшается. Наибольшие КПД имеют нагнетатели с рабочими колесами, у которых лопатки загнуты назад. Режим работы нагнетателя, соответствующий максимальному значению полного КПД η_{max} , называют оптимальным. Рабочим участком характеристики нагнетателя принято считать ту ее часть, на которой полный КПД $\eta = 0,9\eta_{\text{max}}$. (Рабочий участок может быть ограничен также требованием обеспечения устойчивой работы нагнетателя.)

§ 10. Подобие лопастных нагнетателей

Сложность гидро- и аэродинамических процессов, происходящих в рабочем органе лопастного нагнетателя, делает невозможным расчет его характеристики. Поэтому она строится только экспериментально. Однако при проектировании нового нагнетателя необходимо иметь

такую характеристику для установления его эксплуатационных возможностей. Теория подобия позволяет, выбрав существующий (модельный) нагнетатель, получить размеры рабочего органа проектируемого (натурного) нагнетателя, соответствующие требуемой характеристике. Значительно дешевле бывает (особенно при проектировании мощных нагнетателей) изготовить модель существенно меньших размеров и провести ее испытания. Теория подобия позволяет, испытав модель проектируемого нагнетателя, предсказать рабочие параметры натурного.

Как же сказывается изменение частоты вращения привода и геометрических размеров нагнетателя на его характеристике? Ответ на этот вопрос можно получить с помощью теории гидродинамического подобия, которая утверждает, что две машины будут гидродинамически подобны, если для них выполняются три условия.

1. Геометрическое подобие, согласно которому необходимо существование пропорциональности соответствующих размеров нагнетателя. Пусть имеется натурный нагнетатель, диаметр колеса которого D'_2 , ширина колеса b' и т. д., т. е. все параметры, характеризующие работу натурной машины (на которой по тем или иным причинам мы не можем провести эксперимент), будут иметь индекс «штрих». Параметры модельного нагнетателя будем обозначать без «штриха». Тогда условие геометрического подобия запишется в виде

$$D_2/D'_2 = b/b' = \dots \quad (3.40)$$

2. Кинематическое подобие, которое предусматривает пропорциональность скоростей в сходственных точках потока. Это означает, что мы имеем право записать

$$u_2/u'_2 = c_2/c'_2 = c_{2u}/c'_{2u} = c_{2r}/c'_{2r} = \dots \quad (3.41)$$

3. Равенство углов установки лопаток на входе и выходе из рабочего колеса, а также равенство КПД натурны и модели

$$\beta_1 = \beta'_1; \beta_2 = \beta'_2; \eta = \eta'. \quad (3.42)$$

Подача нагнетателя определяется выражением: для вентилятора

$$L = \pi D_2 b c_{2r}; L' = \pi D'_2 b' c'_{2r};$$

для насоса

$$Q = \pi D_2 b c_{2r}; Q' = \pi D'_2 b' c'_{2r}.$$

Отношение подач натурального и модельного нагнетателей составит:

для вентилятора

$$L'/L = D'_2 b' c'_{2r} / D_2 b c_{2r};$$

для насоса

$$Q'/Q = D'_2 b' c'_{2r} / D_2 b c_{2r}. \quad (3.43)$$

В соответствии с первым и вторым условием гидродинамического подобия имеем:

$$D'_2/D_2 = b'/b; \quad c'_{2r}/c_{2r} = u'_2/u_2.$$

В этом случае отношение (3.43) примет вид:
для вентилятора

$$L'/L = (D'_2/D)^2 (u'_2/u_2);$$

для насоса

$$Q'/Q = (D'_2/D)^2 (u'_2/u_2). \quad (3.44)$$

Поскольку окружная скорость $u_2 = \pi D_2 n / 60$, то

$$u'_2/u_2 = (D'_2 n') / (D_2 n). \quad (3.45)$$

Подставляя отношение (3.45) в уравнение (3.44), получаем формулы пересчета подач:

для вентилятора

$$L'/L = (D'_2/D_2)^3 (n'/n);$$

для насоса

$$Q'/Q = (D'_2/D_2)^3 (n'/n). \quad (3.46)$$

Для определения формул пересчета напоров (давлений) воспользуемся уравнением Эйлера. В этом случае отношение напоров натурального и модельного нагнетателей равно:

для вентилятора

$$p'/p = (\rho' u'_2 c'_{2u}) / (\rho u_2 c_{2u});$$

для насоса

$$H'/H = (u'_2 c'_{2u}) / (u_2 c_{2u}). \quad (3.47)$$

В соответствии с условием (3.41) имеем

$$c'_{2u}/c_{2u} = u'_2/u_2. \quad (3.48)$$

С учетом уравнения (3.48) выражения (3.47) запишутся в виде:

для вентилятора

$$p'/p = (\rho'/\rho) (u'_2/u_2)^2;$$

для насоса

$$H'/H = (u'_2)^2 / (u_2)^2.$$

Имея в виду выражения (3.45), формулы пересчета давлений (напоров) получаем в виде:

для вентилятора

$$p'/p = (\rho'/\rho) (D'_2 n')^2 / (D_2 n)^2;$$

для насоса

$$H'/H = (D'_2 n')^2 / (D_2 n)^2. \quad (3.49)$$

Для получения формул пересчета мощности воспользуемся выражениями (1.24) и (1.25). В этом случае имеем:

для вентилятора

$$N'/N = (p'L') / (pL);$$

для насоса

$$N'/N = (\gamma' Q' H') / (\gamma Q H). \quad (3.50)$$

Отношения подач и напоров определены известными выражениями (3.46) и (3.49), поэтому формула пересчета мощности имеет вид:

для вентилятора

$$N'/N = (\rho'/\rho) (D'/D)^5 (n'/n)^3;$$

для насоса

$$N'/N = (\rho'/\rho) (D'/D)^5 (n'/n)^3. \quad (3.51)$$

Формулы пересчета подачи (3.46), давления (напора) (3.49) и мощности (3.51), полученные на основе теории подобия, позволяют пересчитывать параметры, определяющие работу нагнетателей при изменении частоты вращения привода n , диаметра рабочего колеса и плотности перемещаемой среды, а также характеристики натуральных нагнетателей, полученные на модельных установках.

В настоящее время широко применяется метод проектирования новых нагнетателей путем пересчета по формулам подобия. Для пользования этим методом необходимо разработать параметр, который служил бы критерием подобия и был бы одинаков для всех нагнетателей. Таким параметром является коэффициент быстроходности.

Коэффициентом быстроходности n_s называют такую частоту вращения геометрически подобного насоса, который при напоре $H=1$ м имеет подачу $Q=0,075$ м³/с.

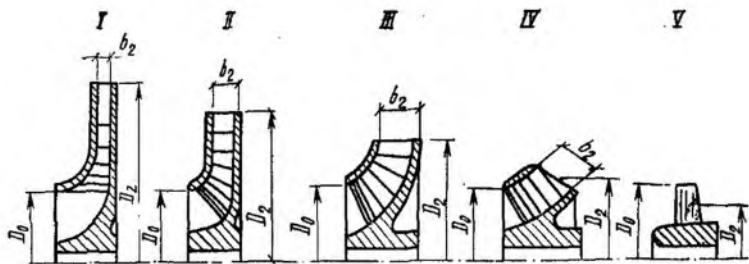


Рис. 3.21. Классификация рабочих колес по коэффициенту быстроходности

I — тихоходные ($D_2/D_0 \approx 2,5$, $n_s = 40 \div 80$); II — нормальные ($D_2/D_0 \approx 2$, $n_s \approx 80 \div 150$); III — быстроходные ($D_2/D_0 \approx 1,2$, $n_s = 150 \div 300$); IV — диагональные ($D_2/D_0 \approx 1,2$, $n_s = 300 \div 600$); V — осевые ($D_2/D_0 \approx 0,8$, $n_s > 600$)

Пусть для некоторого насоса известны D , n , H и Q (определяющей подачей считается та, которая соответствует максимальному значению КПД). Определим коэффициент быстроходности этого насоса, для чего воспользуемся формулами пересчета (3.46) и (3.49):

$$H/H_s = (n/n_s)^2 (D/D_s)^2; \quad Q/Q_s = n/n_s (D/D_s)^3.$$

Возведем первое уравнение в степень $3/2$ и разделим второе уравнение на первое. Подставив в него известные значения для H_s и Q_s , получим

$$Q/0,075H^{3/2} = (n_s/n)^2. \quad (3.52)$$

Решим уравнение (3.52) относительно n_s

$$n_s = 3,65 \frac{n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (3.53)$$

где n — частота вращения, мин^{-1} ; Q — подача, $\text{м}^3/\text{с}$; H — напор, м.

Коэффициент быстроходности n_s является критерием подобия. Это означает, что если два насоса имеют различные значения n , Q и H , но одно и то же значение n_s , то они называются подобными.

Конструкции рабочих колес в значительной степени зависят от коэффициента быстроходности n_s . В зависимости от его значения рабочие колеса лопастных машин условно разделяют на пять основных типов (рис. 3.21).

При увеличении коэффициента быстроходности наблюдаются уменьшение относительного наружного диаметра и увеличение диаметра рабочего колеса. При до-

статочно большом диаметре рабочее колесо постепенно преобразуется из радиального (центробежного) в осевое.

Из рис. 3.21 также видно, что насосы с высоким коэффициентом быстроходности характеризуются относительно низкими подачами и высоким напором, а насосы с низким коэффициентом быстроходности, наоборот, характеризуются высокими подачами и низким напором.

В практике эксплуатации вентиляторов коэффициент быстроходности n_s принято вычислять по формуле

$$n_s = 5,5 n \sqrt{L} / (p)^{3/4}, \quad (3.54)$$

где L — подача, м³/с; p — давление, Па; n — частота вращения, мин⁻¹.

В каталогах приводятся значения n_s , соответствующие оптимальному режиму работы нагнетателя. Для радиальных вентиляторов $n_s = 6 \div 110$.

§ 11. Универсальные характеристики

Пользоваться полными характеристиками, несмотря на их простоту и наглядность, не совсем удобно, поскольку каждая полная характеристика соответствует только одной частоте вращения рабочего колеса. Поэтому для подбора нагнетателей преимущественное распространение получили *универсальные* характеристики, которые могут быть индивидуальными и общими.

Индивидуальные характеристики. Они строятся в координатах $p-L$ для одного типоразмера нагнетателей при различных частотах вращения рабочего колеса (рис. 3.22). Эти характеристики могут быть получены путем пересчета исходной полной характеристики нагнетателя на другие частоты вращения колеса с помощью приведенных выше формул пересчета при изменении частоты вращения рабочего колеса, если полная характеристика соответствует нагнетателю того же размера, или путем двойного пересчета (по частоте вращения и габаритам нагнетателя).

Верхняя линия на рис. 3.22 ($n=2400$ мин⁻¹) соответствует, как правило, режиму с предельно допустимой (по соображениям прочности или уровню шума) частотой вращения рабочего колеса. Нижняя характеристика $p-L$ строится для наименьших давлений, при

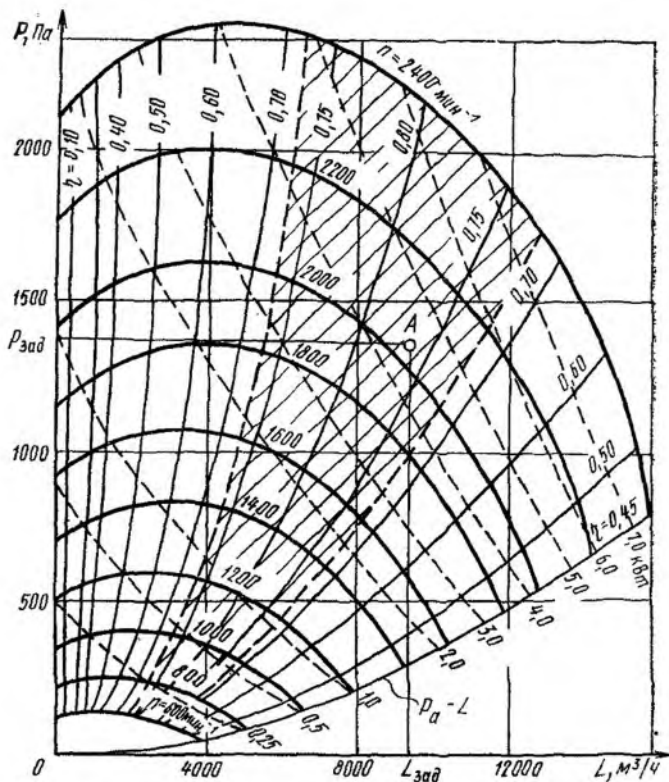


Рис. 3.22. Индивидуальная аэродинамическая характеристика радиального вентилятора, построенная в линейном масштабе

которых использование данного нагнетателя еще целесообразно. Кривые, соединяющие точки с одинаковыми значениями КПД ($\eta = \text{const}$), представляют собой квадратичные параболы. Крайняя правая линия КПД, совпадающая с характеристикой динамического давления $p_d - L$, определяет условия работы нагнетателя без сети ($L = L_{\text{max}}$). Иногда для того чтобы ускорить подбор электродвигателей к нагнетателям, на индивидуальные характеристики наносят зависимости $N - L$.

При работе центробежных насосов на воде заметное увеличение у них частоты вращения рабочего колеса и, следовательно, подачи приводит к возникновению кавитации, что ведет к снижению КПД. Поэтому в отличие

от вентиляторов область высоких КПД насосов не может далеко распространяться в область высоких частот вращения (вверх) и больших подач (вправо). В связи с этим характеристики КПД приобретают эллиптический вид, что начиная с определенного значения соответствует уменьшению КПД (см. рис. 3.22).

Индивидуальными характеристиками пользуются следующим образом. По заданным значениям полного давления $p_{\text{зад}}$ и подачи $L_{\text{зад}}$ находят точку A (см. рис. 3.22) и путем интерполяции определяют частоту вращения колеса и значение КПД. При подборе нагнетателя надо стремиться к тому, чтобы частота вращения нагнетателя совпадала со стандартной частотой электродвигателя, а рабочая точка (точка A) располагалась в области эффективной работы нагнетателя (область эффективной работы — это область на характеристике (заштрихованная), ограниченная значениями КПД ($\eta \geq 0,9\eta_{\text{max}}$). Если на характеристике не нанесены зависимости $N-L$, то затраченную мощность определяют по формуле

$$N = pL/\eta.$$

Индивидуальные характеристики, приведенные в каталогах и справочниках, построены в логарифмической сетке. Их особенностями является отсутствие нулевых значений давления и подачи и то, что линии КПД являются прямыми (рис. 3.23). Способ пользования такой характеристикой показан на рисунке.

Общие характеристики. Общая универсальная характеристика строится для всей серии нагнетателей, относящихся к данному типу. Из известных общих характеристик рассмотрим только две, как получившие наибольшее распространение.

Совмещенная характеристика (рис. 3.24) представляет собой график, на котором совмещены области эффективной работы всех нагнетателей данной серии. Пользование такой характеристикой очень удобно, так как она позволяет быстро выбрать из нескольких нагнетателей тот, который обеспечивает заданные параметры и является самым экономичным. Способ пользования характеристикой показан на рисунке.

В последнее время для вентиляторов находят распространение совмещенные характеристики, выполненные в виде сводных диаграмм рабочих участков, полученные наложением на основную координатную сетку $L = \text{const}$

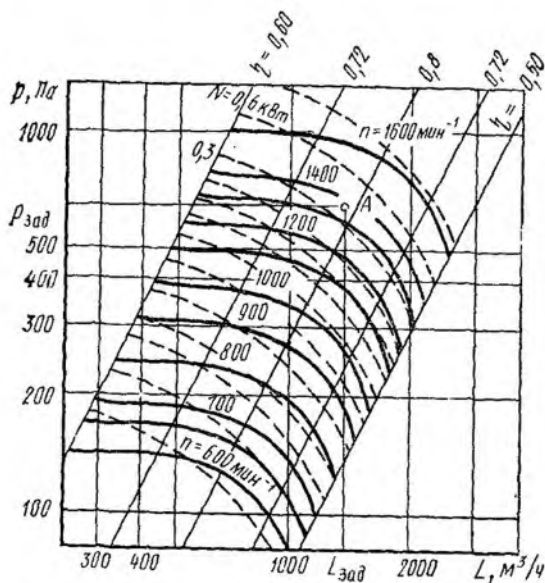


Рис. 3.23. Индивидуальная аэродинамическая характеристика радиального вентилятора, построенная в логарифмическом масштабе

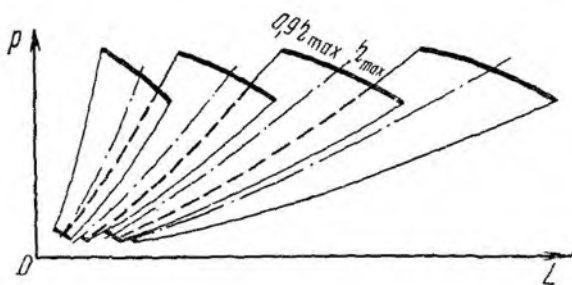


Рис. 3.24. Совмещенная характеристика вентиляторов

и $p = \text{const}$ дополнительной сетки линий $D = \text{const}$ и $n = \text{const}$ (рис. 3.25). При одинаковых логарифмических масштабах по осям координат L и p линии $D = \text{const}$ наклонены к оси абсцисс под углом $63^\circ 25'$, а линии $n = \text{const}$ — под углом $33^\circ 40'$. Точки пересечения линий $D = \text{const}$ и $n = \text{const}$ называют «привязными» точками, определяющими номинальный режим работы вентиля-

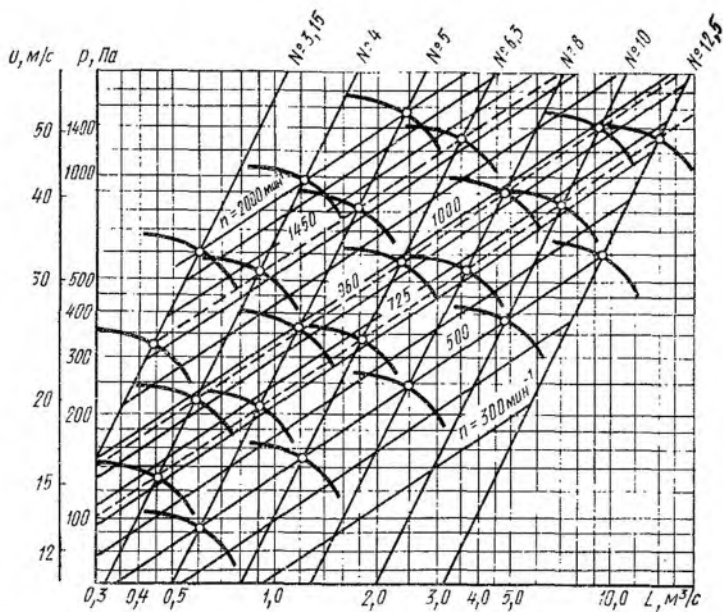


Рис. 3.25. Диаграмма для выбора размера и частоты вращения радиального вентилятора Ц4-70

тора заданного типоразмера при заданной частоте вращения. Через каждую такую точку проводят кривую, соответствующую рабочему участку характеристики $p-L$.

Безразмерные (отвлеченные) характеристики предназначены для сравнения аэродинамических качеств вентиляторов разных типов. Их получают в результате аэродинамических испытаний модели вентилятора или промышленного образца. Строят эти характеристики в координатах, где по осям абсцисс и ординат отложены не конкретные значения подачи, давления и мощности, а их безразмерные аэродинамические параметры.

В соответствии с ГОСТ 10921—74 с изм. вентиляторы имеют следующие безразмерные аэродинамические параметры:

коэффициент подачи

$$\varphi = 4L / \pi D^2 u_2;$$

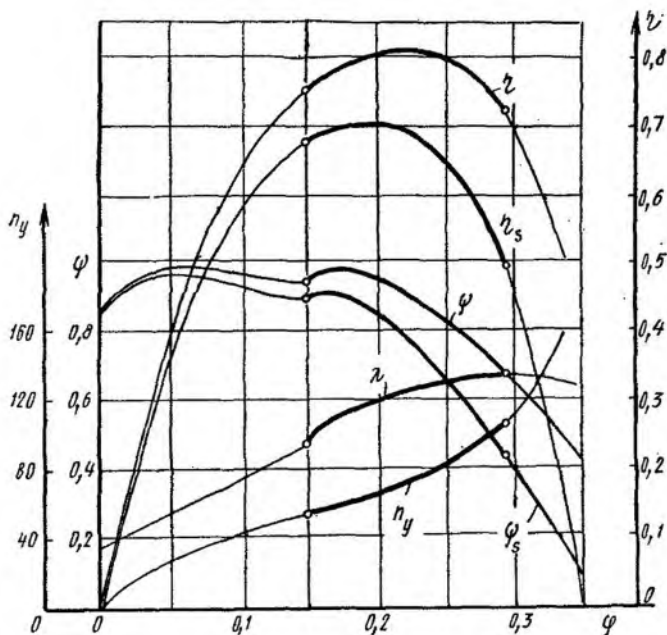


Рис. 3.26. Безразмерная аэродинамическая характеристика вентилятора Ц4-70

коэффициенты полного, статического и динамического давления:

$$\psi = p/0,5\rho u^2; \quad \psi_s = p_s/0,5\rho u^2; \quad \psi_d = p_d/0,5\rho u^2;$$

коэффициент мощности

$$\lambda = 2000/0,25\rho u^3 \pi D^2.$$

Тогда полный и статический КПД равны:

$$\eta = \varphi\psi/\lambda; \quad \eta_s = \varphi\psi_s/\lambda.$$

Коэффициенты подачи, давления и мощности определяют безразмерную аэродинамическую характеристику вентиляторов, относящихся к одному типу, но с разными размерами, частотой вращения и плотностью перемещаемой среды. На рис. 3.26 для примера приведена безразмерная характеристика радиального вентилятора Ц4-70.

Обычно при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха с такими характеристиками

не приходится иметь дело, так как выбор вентиляторов производится из серийно выпускаемых, на которые имеются разработанные индивидуальные характеристики. Однако в случае, когда возникает необходимость в применении несерийного вентилятора, индивидуальную характеристику для него можно получить с помощью безразмерной.

§ 12. Работа нагнетателя в сети

Характеристика сети. Сетью называют систему трубопроводов и отдельных агрегатов, присоединенных к нагнетателю. Различают сети простые, состоящие из одного или нескольких последовательно соединенных участков (рис. 3.27, а), и сложные (разветвленные), соединение отдельных участков в которых может быть параллельным (рис. 3.27, б).

Каждая сеть характеризуется потерями давления, которые можно разделить на внутренние (потери на трение и в местных сопротивлениях) и внешние (потери в выходном сечении сети). Сумма внутренних и внешних потерь давления в сети определяет *полное гидравлическое сопротивление сети*.

Потери давления на трение, обусловленные вязкостью жидкости, возникают в результате обмена количеством движения, который происходит между частицами соседних слоев жидкости, движущихся с разными скоростями. Эти потери определяют для отдельных участков по формуле Дарси — Вейсбаха (с. 16).

Потери давления в местных сопротивлениях, также обусловленные существованием вязкости жидкости, возникают при изменении скорости или направления течения потока (с. 16).

Суммарные потери в сети складываются из местных потерь и потерь по длине во всех ее элементах и для вентиляционной сети потери определяются выражением

$$\Sigma \Delta p_w = \sum_{l=1}^n \lambda_l \frac{l_l}{d_l} \rho \frac{c_l^2}{2} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \rho \frac{c_j^2}{2} = \left(\sum_{l=1}^n \lambda_l \frac{l_l}{d_l} \frac{1}{\omega_l^2} + \sum_{j=1}^m \frac{\zeta_j}{\omega_j^2} \right) \rho L^2 = KL^2, \quad (3.55)$$

где K — коэффициент, являющийся константой для данной сети.

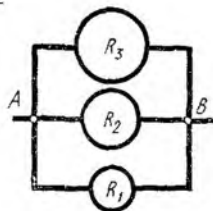
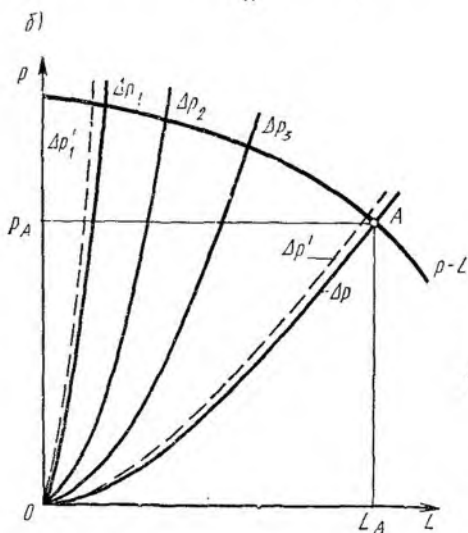
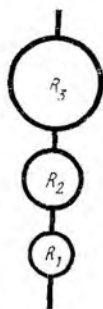
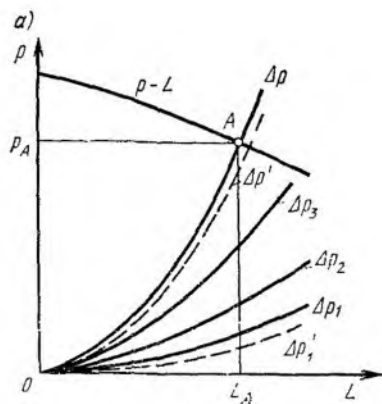


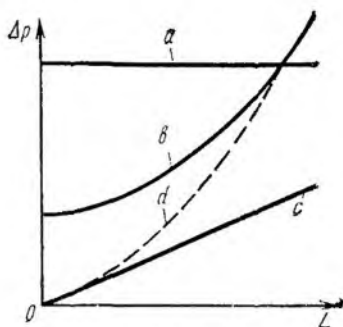
Рис. 3.27. Характеристика сети

а — участки сети, соединенные последовательно; б — то же, параллельно

Уравнение (3.55) принято называть *характеристикой сети*. Оно устанавливает связь между потерями давления и количеством протекающей в сети жидкости (рис. 3.28). Параметр K характеризует гидравлическое сопротивление сети. Он зависит от конфигурации участков сети и состояния их поверхности, плотности и вязкости перемещаемой среды, а также от числа Рейнольдса.

Наиболее распространены сети с характеристикой,

Рис. 3.28. Виды характеристик сети



определяемой уравнением (3.55). Однако встречаются сети и с другими характеристиками:

$\Delta p_c = \text{const}$ — для сети с постоянным статическим сопротивлением, например при продувке воздуха через слой жидкости в «непном» аппарате (кривая *a* на рис. 3.28);

$\Delta p_c = p_0 + KL^2$ — для сети со статическим сопротивлением и потерями давления при турбулентном режиме (кривая *b* на рис. 3.28);

$\Delta p_c = KL$ — для сети с ламинарным течением жидкости, например при продувке воздуха через фильтр (кривая *c* на рис. 3.28);

$\Delta p_c = KL^n$ — для сети с сопротивлением при политропическом течении (кривая *d* на рис. 3.28).

Как правило, сеть состоит из большого числа различно соединенных между собой элементов. При расчете сетей обычно используют принцип суперпозиции, т. е. предполагается отсутствие взаимного влияния отдельных элементов. Это позволяет определять потери давления их суммированием по всем участкам. Рабочая точка *A* определяется пересечением характеристики сети и вентилятора (см. рис. 3.27). (Значения коэффициентов ζ_m определяют по эмпирическим и графическим зависимостям, приведенным в справочных руководствах).

Суммарная характеристика последовательно соединенных участков определяется следующим образом. Поскольку через все участки (см. рис. 3.27, *a*) проходит одно и то же количество жидкости *L*, то суммарные потери давления в сети Δp определяются как сумма потерь давления на каждом из участков, т. е.

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 = (K_1 + K_2 + K_3)L^2 = K_c L^2.$$

Если на одном из участков этой сети исключить какое-либо местное сопротивление, то потери на этом участке, а следовательно, и суммарные потери уменьшатся, и суммарная характеристика сети пойдет более полого (линия $\Delta p'$ на рис. 3.27, а).

Если рассматривать параллельно соединенные участки (см. рис. 3.27, б), то при установившемся течении перепад давлений на каждом из участков одинаков и равен разности давлений в общих точках A и B , т. е.

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \Delta p_3 = \Delta p_{AB} = \Delta p.$$

Тогда на основании уравнения (3.55)

$$L_1 = \sqrt{\Delta p / K_1}; \quad L_2 = \sqrt{\Delta p / K_2}; \quad L_3 = \sqrt{\Delta p / K_3}; \quad L_c = \sqrt{\Delta p / K_c}.$$

Следовательно, расход жидкости на каждом участке обратно пропорционален корню квадратному из значения параметра K для каждого участка.

На основании условия сохранения массы можно написать:

$$L_c = L_1 + L_2 + L_3.$$

Подставляя в это уравнение выражения для L , получаем

$$1/\sqrt{K_c} = 1/\sqrt{K_1} + 1/\sqrt{K_2} + 1/\sqrt{K_3}.$$

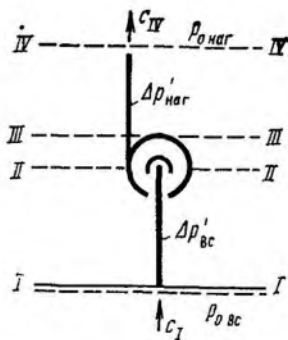
Исключение из такой сети любого участка приведет к увеличению суммарного сопротивления сети, и суммарная характеристика сети пойдет круче (линия Δp на рис. 3.27, б).

В практике нередко случаи смешанного соединения отдельных участков сети. Для получения суммарной характеристики такой сети предварительно определяют характеристику каждой группы участков, соединенных параллельно, а затем полученные характеристики складывают с остальными так, как это делается при последовательном соединении.

Давление нагнетателя, работающего в сети. Рассмотрим работу нагнетателя в сети (рис. 3.29) и определим *полное и статическое давления*, необходимые для перемещения жидкости в этой сети.

Выделим в рассматриваемой системе четыре характерных сечения: сечение $I-I$ принимаем на некотором расстоянии от всасывающего отверстия, где средняя скорость по сечению c_1 практически может быть принята равной нулю, а давление равно p_1 ; сечения $II-II$ и

Рис. 3.29. Схема работы нагнетателя в сети



III—III — соответственно перед нагнетателем и за ним; сечение IV—IV — в непосредственной близости от выходного отверстия сети.

Уравнение Бернулли между сечениями I—I и II—II имеет вид

$$p_I + \rho \frac{c_I^2}{2} = p_{II} + \rho c_{II}^2 / 2 + \Delta p'_{вс},$$

где $\Delta p'_{вс}$ — потери давления во всасывающем участке трубопровода.

Полное давление в сечении II—II равно:

$$p_{II} + \rho c_{II}^2 / 2 = p_I - \Delta p'_{вс}.$$

Уравнение Бернулли между сечениями III—III и IV—IV имеет вид

$$p_{III} + \rho c_{III}^2 / 2 = p_{IV} + \rho c_{IV}^2 / 2 + \Delta p''_{вс}.$$

где $\rho c_{IV}^2 / 2$ — динамическое давление потока на выходе из сети; $\Delta p''_{вс}$ — потери давления в нагнетательном участке трубопровода.

Таким образом, полное давление, развиваемое нагнетателем, равно:

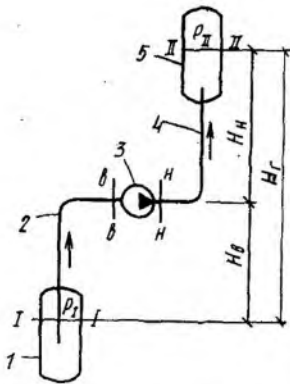
$$\begin{aligned} p &= (p_{III} + \rho c_{III}^2 / 2) - (p_{II} + \rho c_{II}^2 / 2) = \\ &= (p_{IV} - p_I) + \rho c_{IV}^2 / 2 + \Delta p_{вс}, \end{aligned}$$

где $\Delta p_{вс} = \Delta p'_{вс} + \Delta p''_{вс}$ — суммарные потери давления в сети.

Как видно из полученного уравнения, полное давление, развиваемое нагнетателем, расходуется на преодоление перепада статического давления ($p_{IV} - p_I$), суммарных потерь давления в сети и на создание динамического давления потока на выходе из сети.

Для обычных вентиляционных систем, где статические давления всасывания и нагнетания одинаковы и

Рис. 3.30. Схема работы насосной установки в сети



равны барометрическому давлению, выражение для полного давления упрощается и имеет вид

$$p = \rho c^2_{IV}/2 + \Delta p_w.$$

Известно, что полное давление, создаваемое нагнетателем, равно сумме статического p_s и динамического p_d давлений

$$p = p_s + p_d.$$

В этом случае можем записать

$$p_s + p_d = (p_{IV} - p_I) + \rho c^2_{IV}/2 + \Delta p_w. \quad (3.56)$$

Для обычных систем вентиляции последнее уравнение примет вид

$$p_s = \Delta p_w - (p_d - \rho c^2_{IV}/2). \quad (3.57)$$

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

Анализируя последнее уравнение, можно сделать вывод: если площадь сечения выхода из сети сделать больше площади сечения выхода из вентилятора (это достигается установкой на выходе из сети диффузора), то часть динамического давления вентилятора можно использовать дополнительно на преодоление потерь в сети.

Работа насоса в сети. Пусть имеется насосная установка (рис. 3.30), состоящая из приемного I и напор-

ного 5 резервуаров, напорной 4 и всасывающей 2 линий гидравлической сети и насосного агрегата 3. Давления на свободной поверхности жидкости в резервуарах I и 5 отличны от атмосферного и равны соответственно p_I и p_{II} . Составив уравнение Д. Бернулли для всасывающей линии между сечениями I—I и b—b сети напорной линии (между сечениями н—н и II—II) и имея в виду, что уровень жидкости в резервуарах поддерживается постоянным ($c_{II} = c_I = 0$), получаем выражение для напора насоса, работающего в сети,

$$H = (p_{II} - p_I) / \gamma + H_r + \Sigma h_w. \quad (3.58)$$

Из выражения (3.58) видно, что напор насоса расходуется на преодоление геометрического напора H_r , разности пьезометрических напоров $(p_{II} - p_I) / \gamma$ и суммарных потерь напора h_w в сети. Правая часть выражения (3.58) называется потребным напором H_n , т. е.

$$H_n = H_s + \Sigma h_w, \quad (3.59)$$

где $H_s = H_r + (p_{II} - p_I) / \gamma$ — статический напор.

Выражение потерь напора для насосной установки получаем в виде

$$\begin{aligned} \Sigma h_w = & \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{c_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{c_j^2}{2g} = \left(\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \times \right. \\ & \left. \times \frac{1}{2g\omega_i^2} + \sum_{j=1}^m \frac{\zeta_j}{2g\omega_j^2} \right) Q^2. \end{aligned}$$

Сомножитель перед Q^2 — константа, поэтому имеем

$$\Sigma h_w = kQ^2. \quad (3.60)$$

Выражение, описываемое уравнением (3.59), является *характеристикой сети*.

Метод наложения характеристик. Режимом работы нагнетателя в какой-либо сети называется равновесное состояние, определяемое совместным решением характеристик сети и нагнетателя. Аналитическое решение этой задачи пока невозможно, но то обстоятельство, что и характеристика сети, и характеристика нагнетателя строятся в одних и тех же координатах, позволяет решить эту задачу графически, используя метод наложения характеристик.

Если на характеристику полного давления нагнета-

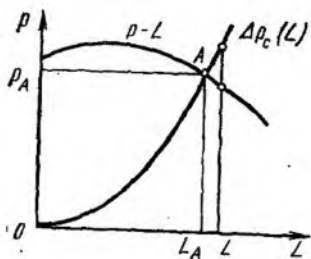


Рис. 3.31. К определению режима работы радиального вентилятора

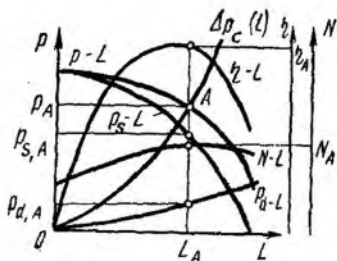


Рис. 3.32. К определению параметров работы вентилятора

теля, построенную в координатах $p-L$, наложить построенную в тех же координатах и в том же масштабе характеристику сети, то точка их пересечения (рабочая точка) однозначно определит давление и подачу нагнетателя при работе в этой сети (точка A на рис. 3.31). При этом полное давление нагнетателя p_A равно полному гидравлическому сопротивлению или полным потерям давления p_w в сети, а подача нагнетателя L_A равна расходу жидкости в сети. Как видно на рис. 3.31, нагнетатель с характеристикой $p-L$, работая в сети с характеристикой Δp_w-L , не может иметь подачу, большую, чем L_A , так как при $L > L_A$ давление, создаваемое нагнетателем, меньше потерь давления в сети. Подача, меньшая L_A , может быть обеспечена нагнетателем лишь в случае изменения его характеристики с помощью того или иного способа регулирования (см. ниже).

Если характеристику сети наложить на полную характеристику нагнетателя и провести через рабочую точку A вертикальную линию, то в точках пересечения ее с характеристиками мощности, КПД, статического и динамического давлений получим значения этих параметров (рис. 3.32).

Помимо простоты и наглядности метод наложения характеристик зачастую оказывается единственным методом, позволяющим проанализировать работу не только одного, но и нескольких нагнетателей, работающих в сетях различной сложности.

Присоединение нагнетателя к сети. Для нормальной работы нагнетателей необходимо обеспечить равномерный подвод потока к его входному патрубку. Кроме

этого необходимо, чтобы изменение скорости жидкости от значений во всасывающем трубопроводе до значений при входе в рабочее колесо происходило по возможности с минимальными потерями. Все это достигается установкой входных элементов. Подводы должны выполнять свои функции как при оптимальном режиме, так и при отличных от оптимального режимах, когда на входе в рабочее колесо возникают обратные токи, завихрения и т. п.

При установке насосов применяют две конструктивные схемы всасывающих устройств: 1) осевой подвод конфузорного типа (рис. 3.33, а) и 2) боковой подвод, который может быть выполнен в виде: симметричного кольцевого подвода, обычно не создающего при входе момента скорости в рабочем колесе (рис. 3.33, б); полуспирального подвода, создающего определенный момент скорости на входе в рабочее колесо (рис. 3.33, в) и суживающегося колена большого радиуса (рис. 3.33, г).

Для насосов с $n_s \leq 100$ можно считать, что оба типа подводов равноценны в гидравлическом отношении. Применение подводящего колена с малым радиусом кривизны может привести к отрывам потока от стенок канала и появлению «мертвых» зон.

В зависимости от конкретных условий перед входом в вентилятор приходится устанавливать такие элементы, как поворотные колена, коробки, тройники, шелевые и другие переходные патрубки, конфузоры и т. д.

Строго говоря, входные элементы являются участками сети, и потери давления в них следует рассчитывать обычным способом с использованием известных коэффициентов сопротивления. Однако наличие таких элементов в непосредственной близости от входа в нагнетатель может оказать существенное влияние на его работу и значительно ухудшить его качества. Определить изменение характеристики нагнетателя при наличии таких элементов расчетом не удастся; это можно сделать лишь экспериментально.

Представляется целесообразным, оценивая влияние входных и выходных элементов при установке вентиляторов, пользоваться рекомендациями канд. техн. наук Л. А. Бычковой, которая предлагает получить характеристику вентиляционной установки, вычитая из каталожной характеристики полного давления предварительно выбранного вентилятора суммарные потери дав-

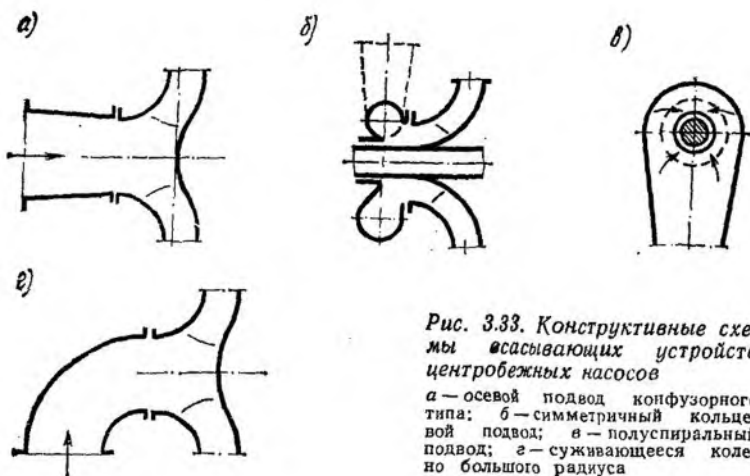


Рис. 3.33. Конструктивные схемы всасывающих устройств центробежных насосов
 а — осевой подвод конфузорного типа; б — симметричный кольцевой подвод; в — полуспиральный подвод; г — суживающееся колено большого радиуса

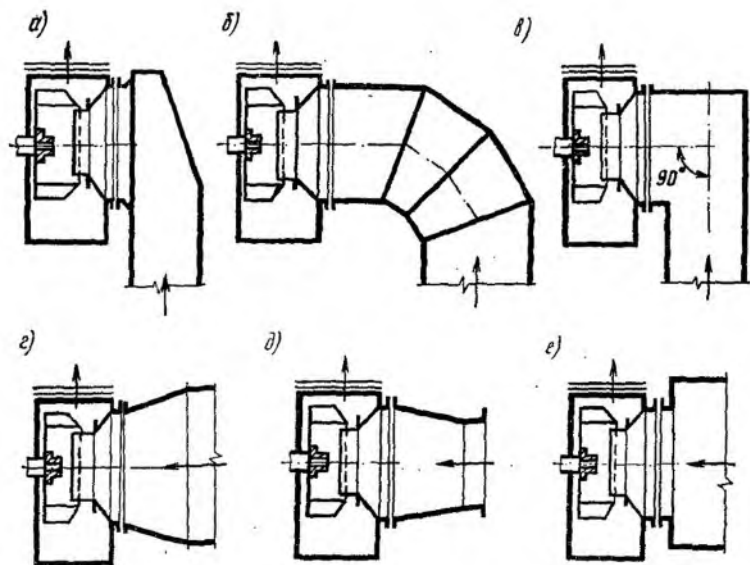


Рис. 3.34. Входные элементы радиальных вентиляторов

Таблица 3.1. Значения ζ входных элементов и сниженне КПД вентиляционных установок

Входной элемент	ζ		$\Delta\eta/\eta, \%$	
	для вентилятора с лопатками, загнутыми			
	назад		вперед	
Входная коробка (рис. 3.34, а)	0,3—0,7	4,5—7,0	0,2—0,85	4—8
Составное колено (рис. 3.34, б)	0,15	1,5	0,3—0,5	4—9
Простое колено (рис. 3.34, в)	1,0	8,0	2,0	30
Конический конфузор (рис. 3.34, г)	0,1—0,4	5,0—7,0	0	0
Диффузор (рис. 3.34, д)	0,3—0,8	4,0—10	0,15—0,8	3—20
Уступ (вихревой коллектор) (рис. 3.34, е)	—	—	0	0

ления во входных и выходных элементах. (Вентиляционной установкой называют вентилятор вместе со сложным элементом, расположенным в непосредственной близости от него, т. е. на расстоянии менее $6d_0$ от входного отверстия и $3d_{экв}$ от выходного отверстия вентилятора.)

Ориентировочные значения коэффициентов местного сопротивления входных элементов, изображенных на рис. 3.34, и снижение КПД вентиляционных установок приведены в табл. 3.1.

Выходные элементы вентиляционных установок. В качестве выходных элементов установок применяются отводы, переходники с прямоугольного на круглое сечение, коробка, диффузоры, а также некоторые сочетания этих элементов (рис. 3.35).

Отводы за нагнетателями предназначены для плавного поворота потока на 90° , т. е. таким образом, чтобы направление отвода продолжало направление спирали кожуха (рис. 3.35, а). Обратное направление отвода (пунктирная линия на рис. 3.35, б) неправильно, так как при этом вследствие срыва потока наблюдается значительное возрастание гидравлических потерь.

Наибольшее применение получили диффузоры, основное назначение которых состоит в том, чтобы с минимальными потерями преобразовать динамическое давление потока на выходе из нагнетателя в статическое,

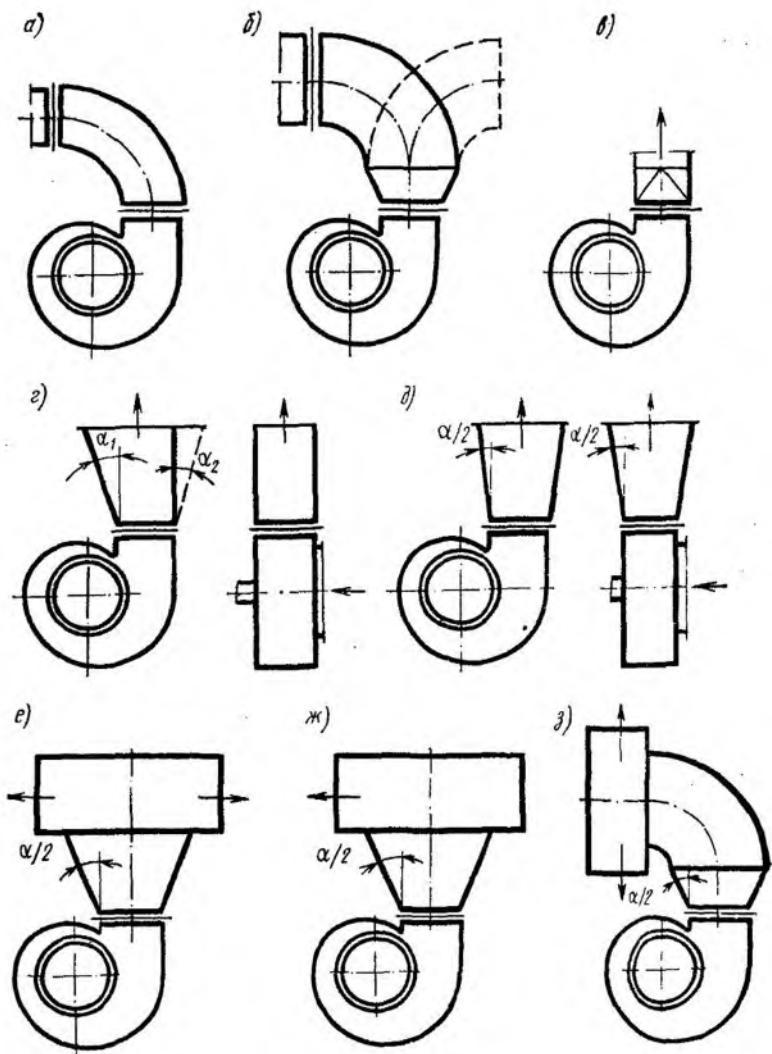


Рис. 3.35. Выходные элементы вентиляционных установок

увеличив при этом статический КПД установки. Поскольку динамическое давление современных нагнетателей в области эффективной работы составляет 10—30 % полного давления, то преобразование динамиче-

Таблица 3.2. Ориентировочные значения ζ выходных элементов вентиляционных установок

Выходной элемент	Значения ζ для вентилятора с лопатками, загнутыми	
	назад	вперед
Отвод прямоугольного поперечного сечения с $r = d_{\text{экв}}$ (см. рис. 3.35, а)	0,2	0,3—0,5
Отвод круглого поперечного сечения с $r = 2 d_{\text{экв}}$ (см. рис. 3.35, а)	0,5	0,4
Отвод прямоугольного поперечного сечения с $r = 1,5 d_{\text{экв}}$, пирамидальным диффузором, $n = 2$ и $\alpha = 14^\circ$ (см. рис. 3.35, б)	0,2	0,2
Переходник с квадрата на круг равновеликой площади (см. рис. 3.35, в)	0,1	0,2
Плоский несимметричный диффузор с $\alpha_1 = \text{var}$ и $\alpha_2 = 0 + 10^\circ$ (см. рис. 3.35, г)	0,2—0,4	0,2—0,3
Пирамидальный диффузор (см. рис. 3.35, д)	0,2—0,4	0,3—0,5
Пирамидальный диффузор, короб с выходом воздуха: в две стороны (см. рис. 3.35, е) в одну сторону (см. рис. 3.35, ж)	0,7	—
	0,8	—
Пирамидальный диффузор, отвод, короб с выходом воздуха: в две стороны (см. рис. 3.35, з) в одну сторону—вверх или вниз (см. рис. 3.35, з)	0,7	—
	0,8	—

ского давления в статическое с малыми потерями имеет существенное значение.

Угол раскрытия диффузора (на каждую из сторон) принимают в пределах $12—14^\circ$ (рис. 3.35, д). Если диффузор имеет одностороннее раскрытие и неизменен по ширине, то угол α_1 можно довести до 25° (рис. 3.35, г).

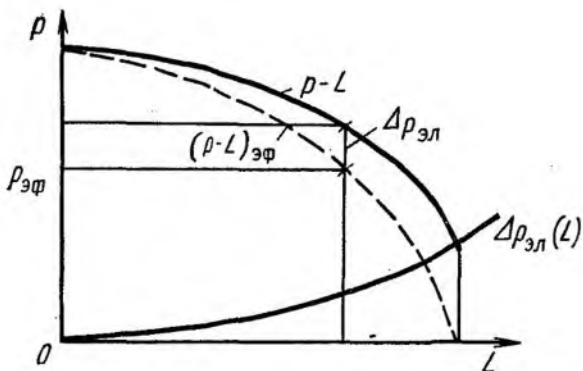


Рис. 3.36. Эффективная рабочая характеристика полного давления радиального вентилятора

Полученные в результате исследований Л. А. Бычковой значения коэффициентов местного сопротивления некоторых выходных элементов вентиляционных установок приведены в табл. 3.2.

Потери давления $\Delta p_{\text{эл}}$ во входных и выходных элементах определяются в долях динамического давления нагнетателя p_d по формуле

$$\Delta p_{\text{эл}} = \zeta p_d. \quad (3.61)$$

Величина p_d определяется по средней скорости потока в выходном отверстии нагнетателя.

Вычитая из каталожной характеристики полного давления нагнетателя потери давления в присоединительных элементах, получают эффективную рабочую характеристику полного давления нагнетателя (рис. 3.36).

§ 13. Совместная работа нагнетателей

Необходимость включения нагнетателей в совместную работу в большинстве случаев вызвана следующими причинами:

1) один нагнетатель не может обеспечить требуемую подачу или давление, а замена его другим, более мощным, невозможна;

2) в процессе эксплуатации в соответствии с требованиями технологического процесса возникают режимы, связанные с продолжительным изменением расхода и со-