

$$\frac{F_{\text{вых}}}{F_{\varphi = 360^\circ}} = 1,3 \div 1,4. \quad (51)$$

Встречаются вентиляторы, у которых  $F_{\text{вых}} = F_{\varphi = 360^\circ}$ .  
Установлено, что увеличение выходного сечения сопровождается увеличением статического и полного напоров.

#### Глава IV

### ПОТЕРИ В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРАХ

#### § 17. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ

Потери, возникающие в проточной части вентилятора, составляют гидравлические потери. На покрытие этих потерь расходуется часть потенциальной энергии потока, полученной в проточной части вентилятора за счет энергии, переданной потоку в рабочем колесе.

К гидравлическим потерям относятся: 1) потери во входной коробке; 2) потери во входном патрубке; 3) потери при повороте потока к каналам колеса; 4) потери на удар при входе в каналы колеса, если  $\alpha_{\text{ан}} \neq 0$ ; 5) потери при протекании потока по каналам рабочего колеса (между лопатками колеса); 6) потери в диффузоре (амортизаторе); 7) потери при выходе из рабочего колеса или диффузора в спиральную камеру; 8) потери в спиральной камере (кожухе вентилятора); 9) потери при переходе потока к выходному сечению спиральной камеры; 10) потери в диффузоре за спиральной камерой.

Учитывая конфигурацию проточной части центробежного вентилятора, следует гидравлические потери отнести к местным потерям. Таким образом, гидравлические потери в проточной части вентилятора представляют собой совокупность местных потерь, следующих одна за другой. При таком расположении местных потерь поле скоростей после каждой потери не стабилизуется,

вследствие чего имеет место взаимное влияние (интерференция) местных потерь.

Гидродинамика не располагает необходимыми средствами для определения теоретическим путем коэффициентов изолированных местных потерь, тем более с учетом взаимного их влияния. Имеющиеся опытные значения коэффициентов местных потерь получены путем исследования отдельных потерь, встречающихся при движении газов и жидкостей, преимущественно по трубам, и не могут дать надежных результатов при определении потерь в проточной части вентилятора.

Полученные в ЦАГИ опытным путем значения коэффициентов местных потерь не учитывают взаимного влияния потерь в отдельных элементах вентилятора, но могут быть использованы при оценке потерь в проточной части машины.

**Потери во входных коробках.** На основании испытаний, проводившихся в ЦАГИ, и некоторых поверочных расчетов можно принять, что потеря давления в коробке

$$\Delta H_{кор} = \zeta_{кор} \rho \frac{c_0^2}{2}, \quad (1)$$

где  $\zeta_{кор} = 0,7$  — коэффициент потерь;  
 $c_0$  — скорость входа в колесо.

**Потери во входном патрубке.** Величина этих потерь зависит от типа патрубка. Наименьшие потери получаются в плавном очерченных коллекторах.

В коллекторах, спрофилированных по лемнискате или дуге окружности, коэффициент потерь  $\zeta_{кол} = 0,02 \div 0,05$ .

Ввиду малого значения коэффициента потерь, в расчетах потерями в плавных коллекторах обычно пренебрегают. Во входных патрубках, представляющих собой усеченный конус, коэффициент потерь примерно равен коэффициенту потерь в плавном коллекторе. Во входных патрубках в виде короткого цилиндра потери сильно возрастают. Коэффициент потерь в этом случае лежит в пределах  $\zeta_{ц.п.} = 0,3 \div 0,5$ .

Большее значение  $\zeta_{ц.п.}$  относятся к случаю, когда цилиндрический патрубок выступает за переднюю стенку кожуха вентилятора. Меньшие значения соответствуют случаю, когда патрубок совпадает с плоскостью передней стенки кожуха.

Во втором случае небольшое скругление патрубка на входе снижает величину коэффициента потерь до значения  $\zeta_{ц.п.} = 0,1$ .

Если перед входом в вентилятор имеется цилиндрическая труба, то потеря на входе равна нулю.

Потеря давления во входном патрубке определяется по уравнению

$$\Delta H_{вх} = \zeta_{вх} \rho \frac{c_0^2}{2}. \quad (2)$$

Потеря давления при повороте потока к каналам колеса. Эта потеря определяется по уравнению

$$\Delta H_{пов} = \zeta_{пов} \rho \frac{c_{1r}^2}{2}. \quad (3)$$

На основании большого количества поверочных расчетов, проведенных для различных типов колес, рекомендуется принимать  $\zeta_{пов} = 0,2 \div 0,5$ .

Меньшие значения коэффициента потерь следует принимать для конических колес с плавным поворотным участком и углом поворота  $\alpha_{пов} = 70^\circ$ .

Бóльшие значения  $\zeta_{пов}$  относятся к плоским рабочим колесам без скругления на повороте.

Средние значения  $\zeta_{пов}$  можно принимать для конических колес с углом поворота  $\alpha_{пов} = 80^\circ$  и для плоских колес с плавным поворотом потока.

**Потери при протекании потока по каналам колеса.** Величина потери при протекании потока по каналам колеса зависит от угла атаки (режима вентилятора), угла установки лопатки (угла  $\beta_1$ ), типа лопатки и формы канала.

Потери в каналах рабочего колеса при загнутых назад и радиальных на выходе лопатках и  $\alpha_{ам} > 0$  определяются по уравнению

$$\Delta H_k = \zeta_k \rho \frac{\omega_1^2}{2}. \quad (4)$$

Когда в каналах колеса происходит растекание потока, т. е. когда  $\omega_1 > \omega_2$ , имеются дополнительные потери на растекание, определяемые по уравнению

$$\Delta H_{дон} = K_{дон} \rho \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2}. \quad (5)$$

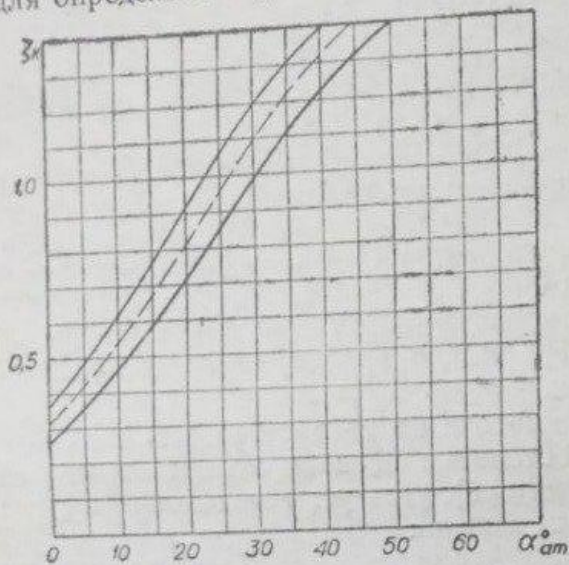
При загнутых назад и радиальных на выходе лопатках и при положительных углах атаки ( $\omega_1 = \omega_2$ ) коэффициент потерь увеличивается с увеличением угла  $\beta_1$  и угла атаки ( $\alpha_{ам}$ ). При отрицательных углах атаки коэффициент  $\zeta_k$  перестает зависеть от угла  $\beta_1$  и является функцией только угла атаки.

На фиг. 44 приведены рекомендуемые графики зависимости  $\zeta_k = f(\alpha_{ам}, \beta_1)$  для положительных, а на фиг. 45 график  $\zeta_k = f(\alpha_{ам})$  для отрицательных углов атаки. Верхняя кривая на фиг. 44 действительна при углах  $\beta_1 = 80^\circ \div 90^\circ$ , а нижняя кривая — при  $\beta_1 = 40^\circ - 50^\circ$ . Как видно из этих графиков, большое влияние на  $\zeta_k$  оказывает угол атаки.

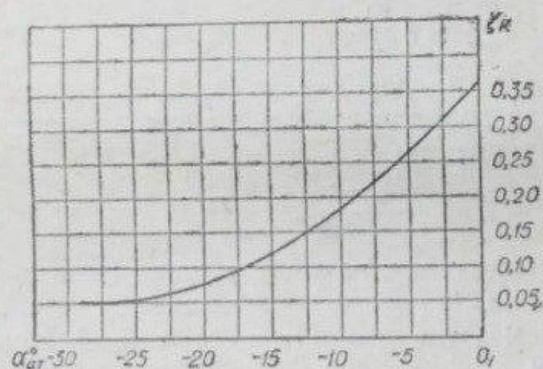
Значение коэффициента  $K_{дон}$  рекомендуется принимать  $K_{дон} = 0,3 \div 0,6$ .

Для колес с загнутыми вперед лопатками нет данных для построения зависимости  $\zeta_k = f(\alpha_{ам})$  и для определения коэффициента  $\zeta_k$ , в этом случае рекомендуется пользоваться пунктирной линией на фиг. 44.

Кривые  $\zeta_k = f(\alpha_{ам}, \beta_1)$  и  $\zeta_k = f(\alpha_{ам})$  дают приближенные значения коэффициентов потерь, так как при построении графиков для определения  $\zeta_k$  не учтены форма лопаток и тип колеса (конические или плоские колеса).



Фиг. 44. Кривые  $\zeta_k = f(\alpha_{ам})$  для лопаток с углом  $\beta_2 < 90^\circ$ .



Фиг. 45. Кривая  $\zeta_k = f(\alpha_{ам})$  для режимов с отрицательными углами атаки.

При положительных углах атаки на входе в каналы колеса возникают удары, величина которых зависит от  $\alpha_{ам}$  и  $\beta_1$ . Коэффициент  $\zeta_k = f(\alpha_{ам}, \beta_1)$ , помимо потери при протекании потока по каналам колеса, учитывает также и потерю на удар.

**Потери в плоском диффузоре.** Ширина кольцевого диффузора делается несколько больше ширины колеса на выходе. Кроме того, активный поток в осевом сечении не заполняет всей ширины канала на входе. Вследствие этого поток, вышедший из колеса, растекается.

При растекании потока уменьшаются радиальная и тангенциальная составляющие скорости. Изменение тангенциальной составляющей скорости подчиняется закону постоянства моментов и не зависит от растекания. Радиальная составляющая скорости уменьшается пропорционально увеличению радиуса и ширины потока при растекании. Поэтому потеря при растекании определяется по осевой составляющей средней скорости потока.

Воспользовавшись законом количества движения, можно получить уравнение для определения потери при растекании. Не останавливаясь на выводе этого уравнения, приводим его в окончательном виде [3]:

Воспользовавшись законом количества движения, можно получить уравнение для определения потери при растекании. Не останавливаясь на выводе этого уравнения, приводим его в окончательном виде [3]:

$$\Delta H_{раст} = \rho \frac{c_{2r}^2}{2} \left( 1 - \frac{r_2 b_{2a}}{r_3 b} \right) \left[ 1 + \frac{r_2 b_2}{r_3 b} - 2 \frac{r_2 b_{2a}}{r_{cp} b} \right], \quad (6)$$

где  $b_{2a}$  — ширина активного потока;

$r_3$  и  $b$  — радиус и ширина диффузора в конце участка растекания;

$$r_{cp} = \frac{r_2 + r_3}{2} \text{ — средний радиус.}$$

Потеря при растекании зависит от длины участка растекания, которая изменяется в зависимости от отношения  $b_{2a} : b$  и режима работы колеса.

Учитывая, что не представляется возможным с достаточной точностью найти значения  $b_{2a}$  и  $r_3$ , некоторые авторы рекомендуют определять потерю при растекании по менее точному уравнению

$$\Delta H_{раст} = \rho \frac{(c_{2r} - c_{3r})^2}{2}, \quad (7)$$

где  $c_{3r}$  — радиальная скорость в конце участка растекания, зависящая от длины участка растекания.

Кроме потери при растекании потока в плоском диффузоре, возникают потери вследствие трения и расширения потока. Расширение потока в плоском диффузоре происходит очень медленно. По аналогии с круговым диффузором средний угол расширения потока в плоском диффузоре расценивается величиной, обычно близкой к  $1^\circ$ .

Поэтому потерей вследствие расширения потока можно пренебречь.

Потеря на трение определяется по уравнению

$$H_{тр} = \lambda \frac{l}{D_e} \gamma \frac{c^2}{2g},$$

где  $l$  — длина траектории, описываемой частицей газа;

$D_e$  — гидравлический диаметр потока;

$c$  — средняя скорость потока в м/сек.

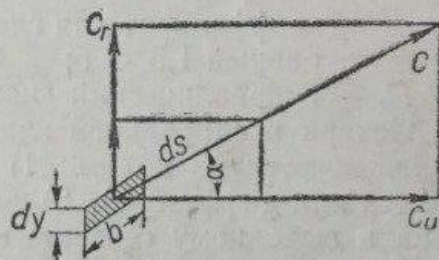
Для рассматриваемого случая гидравлический диаметр (фиг. 46)

$$D_e = \frac{4bdy}{2dy} = 2b.$$

Принимая во внимание, что средняя скорость потока изменяется по длине диффузора, можно написать

$$\Delta H_{тр} = \int_{r_3}^{r_a} \lambda \frac{ds}{2b} \rho \frac{c^2}{2}, \quad (8)$$

где  $r_a$  — наружный радиус диффузора.



Фиг. 46. К определению гидравлического диаметра плоского диффузора.