

**ПОСОБИЕ 3.91 к СНиП 2.04.05-91**

**Вентиляторные установки**

Главный инженер института  
Главный специалист

И.Б.Львовский  
Б.В.Баркалов

УДК 697.911

Рекомендовано к изданию решением секции Технического Совета арендного предприятия Промстройпроект.

Пособие 3.91 к СНиП 2.04.05-91 разработано Промстройпроектом (канд. техн. наук Б.В.Баркалов) при участии ин-та СантехНИИПроект (канд. техн. наук Л.А.Бычкова) взамен раздела 11 пособия к СНиП 2.04.05.86.

В Пособии 3.91 приводятся указания по расчету потерь давления в установках радиальных вентиляторов и их аэродинамических характеристик. Течение воздуха в вентиляторе и присоединение к нему фасонных частей взаимосвязаны.

Пособие предназначено для специалистов в области отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

Рецензент доктор технических наук  
Редактор инженер

В.П.Титов  
Н.В.Агафонова

1. Вентиляторной установкой называют вентилятор с присоединенными фасонными элементами сети, находящимися на расстоянии до пяти диаметров ( $5Dv$ ) от входного и  $3Dg$  от выходного отверстия, где  $Dg = 4,4v/P$ ,  $Av$  и  $P$  – площадь и периметр выходного отверстия вентилятора. Течение воздуха в вентиляторе и присоединенных фасонных элементах взаимосвязаны, поэтому потери давления в установках с радиальными вентиляторами и аэродинамические характеристики вентустановок следует рассчитывать по данному Пособию. Характеристики вентустановок с осевыми вентиляторами следует рассчитывать по работе [1].

1. Бычкова Л.А. Рекомендации по расчету гидравлических сопротивлений сложных элементов систем вентиляции - М., Стройиздат, 1981, 29 с.

2. Коэффициенты гидравлического сопротивления (потерь давления) входного и выходного элементов вентустановки  $\zeta$  определены экспериментально и отнесены к динамическому давлению вентилятора  $P_{dv}$  Па. Величина  $\zeta$  зависит от вида элемента, его геометрических характеристик, аэродинамической схемы вентилятора, режима его работы и дается при фиксированном расходе воздуха для трех характерных режимов: оптимального, соответствующего расходу  $L_{opt}$  м<sup>3</sup>/ч, при максимальном значении КПД, и на границах аэродинамической характеристики вентилятора, соответствующих значению  $0,9\eta_{max}$  слева  $L_1$  и справа  $L_2$  от оптимального режима (рис. 1). При расположении рабочей точки на характеристике вентилятора в промежутке между оптимальным режимом и границей рабочей области величину коэффициента  $\zeta$  следует определять интерполяцией.

3. Потери полного давления во входном и выходном элементах вентустановки  $\Delta P$ , Па, рассчитываются по формуле:

$$\Delta P = \sum \zeta P_{dv} \quad (1)$$

где  $\sum \zeta$  - сумма коэффициентов сопротивления входного и выходного элементов,

$$P_{dv} = \rho / 2 \left( \frac{L}{A_v} \right)^2$$

- динамическое давление вентилятора в рабочей точке, Па.

4. Коэффициенты сопротивления фасонных элементов вентиляторной установки  $\zeta$  рекомендуется определять:

а) для входных элементов – по табл. 1 и 2;

б) для выходных элементов – по табл. 3-5;

для составных элементов за вентиляторами с лопатками, загнутыми назад, показанных на рис. 2, при  $\bar{l} = l / Dg = 1-1,5$ ;  $n = A / Av = 1,5 - 2,6$ ;  $\bar{H} = H / Dg = 1 - 2$  принимать равными  $\zeta=2$  при  $L_1$ ,  $\zeta=0,7$  при  $L_{opt}$  и  $L_2$ .

5. Полное давление вентустановки  $P'_v$ , Па, меньше полного давления вентилятора на величину потерь в присоединенных фасонных элементах и равно:

$$P'_v = P_v - \Delta P \quad (2)$$

6. КПД вентустановки  $\eta'$  меньше КПД вентилятора на величину потерь, вызванных присоединительными элементами на входе и выходе

$$\eta' = \eta - \Delta\eta = \eta (1 - \sum \Delta\bar{\eta}) \quad (3)$$

где  $\eta$  - КПД вентилятора при заданном расходе воздуха;

$\Delta\eta$  и  $\sum \Delta\bar{\eta}$  - суммарное, действительное и относительное снижение КПД, вызванное присоединительными элементами.

7. Относительное снижение КПД вентустановки определяется:

а) для входных элементов по табл. 1 и 2;

б) для выходных элементов величина относительного снижения КПД равна:

$$\Delta\bar{\eta} = \zeta \frac{P_{dv}}{P_v} \quad (4)$$

где  $\zeta$  принимается по табл. 3-5 или по п. 4.в.

8. Применение оптимальных способов присоединения вентилятора к сети и учет потерь в элементах присоединения особенно важен, когда доля динамического давления вентилятора в полном  $P_{dv}/P_v$  велика, т.е. при расположении рабочей точки вблизи оптимального режима и в правой части рабочей области аэродинамической характеристики вентилятора.

9. Для преобразования характеристики полного давления вентилятора и характеристику полного давления вентиляторной установки необходимо рассчитать согласно п.п. 3 и 4 потери полного давления в элементах присоединения при фиксированном расходе воздуха в названных в п. 2 трех характерных точках. Затем вычесть эти потери из характеристики вентилятора (п.5) и по полученным трем точкам построить характеристику полного давления  $P'_v$  вентиляторной установки (рис.1).

Аналогично могут быть построены кривые КПД  $\eta'$  (рис.1) и статистического КПД  $\eta'_3$  вентиляторной установки.

10. Рабочая точка вентиляторной установки 4 (рис.1) находится на пересечении характеристики сети с характеристикой полного давления вентиляторной установки. Рабочей точкой 5, находящейся на пересечении характеристики сети с каталожной характеристикой вентилятора, пользоваться не следует, т.к. это может явиться причиной значительного снижения фактического расхода воздуха  $L'$  по сравнению с его расчетной величиной  $L$ .

11. Если потери в вентустановке вызвали снижение расхода воздуха с  $L$  до  $L'$  м<sup>3</sup>/ч (рис.1), то для получения требуемого расхода скорость вращения  $n$  должна быть увеличена до определяемой по формуле:

$$n' = n L / L' \quad (5)$$

12. Входные элементы, усиливающие неравномерность воздушного потока (прямоугольные колена, коробка, диффузор и т.п.) рекомендуется размещать от вентилятора на расстоянии, превышающем указанные в п. 1.

Примечание. Потери в прямоугольной входной коробке, поворачивающей поток воздуха на 90°С, не могут значительно превышать потери в прямоугольном колене.

13. Хорошо изготовленные и смонтированные гибкие вставки практически не влияют на характеристики вентустановок, но при несносности их с входом в вентилятор, при провисании материала и уменьшении проходного сечения гибкие вставки являются источником существенных потерь.

**Пример 1.** Задано определить оптимальные геометрические характеристики и гидравлические потери пирамидального диффузора за радиальным вентилятором с лопатками, загнутыми вперед. Относительная длина диффузора  $\bar{l} = l/Dg = 1,5$ .

**Решение.** По рис.3б находим, что длине  $\bar{l} = 1,5$  соответствует оптимальная степень расширения  $n=1,9$ . Коэффициент сопротивления в таком диффузоре согласно табл. 3 составит на оптимальном режиме 0,3, на левой границе рабочей области 0,5, на правой границе 0,31.

**Пример 2.** Требуется по заданной характеристике полного давления радиального вентилятора с лопатками, загнутыми назад, построить характеристики вентустановки (рис.1).

Перед входом в вентилятор размещен плавный отвод, за вентилятором следует диффузор, отвод, короб.

**Решение.** Согласно табл. 2 коэффициенты  $\zeta$  и относительное снижение КПД установки с плавным отводом  $R=1,5D_0$  на входе для трех характерных режимов составят:  $\zeta=0,4; 0,45$  и  $0,36$ ; а  $\Delta\eta = 0,01; 0,01$  и  $0,02$ .

За вентилятором размещен диффузор ( $\bar{l} = 1,5, n = 2$ ), отвод ( $R = Dg$ ) и короб  $\bar{H} = H/Dg = 2$ . Для выходного элемента по п. 4в коэффициенты  $\zeta$  для трех характерных режимов работы вентилятора составят: при  $L_1$  коэффициент  $\zeta = 2$ , при  $L_{opt}$  и  $L_2$ ,  $\zeta = 0,7$ . Используя эти значения, рассчитываем по формуле 4 относительное снижение КПД установки под влиянием элементов выхода.

Полное давление вентиляторной установки  $P'_v$  на характерных режимах определяется по формуле (1) как разность полного давления вентилятора и суммарных потерь давления во входных и выходных элементах установки.

Относительное снижение КПД установки в каждой из трех точек суммируется для элементов входа и выхода, а КПД рассчитывается по формуле (3). По полученным трем точкам строится кривая КПД вентустановки.

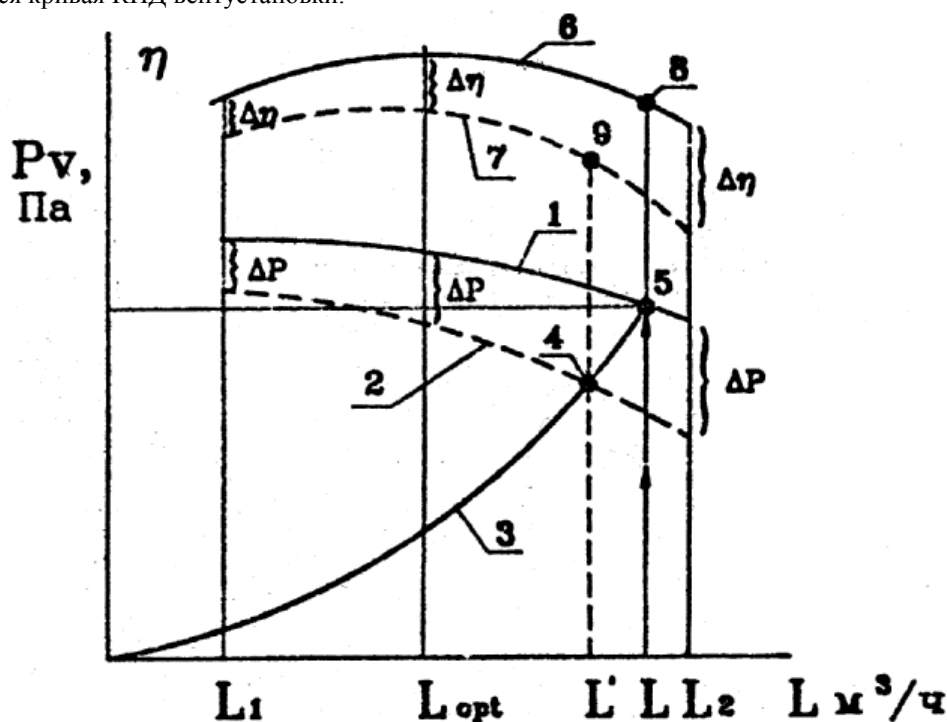


Рис. 1. Аэродинамические характеристики вентилятора и вентиляторной установки: 1- кривая полного давления вентилятора; 2- кривая полного давления вентиляторной установки; 3- характеристика сети; 4- рабочая точка вентиляторной установки; 5- рабочая точка вентилятора (без учета потерь давления в фасонных присоединительных элементах сети); 6- кривая КПД вентилятора; 7- кривая КПД вентиляторной установки; 8- значение КПД вентилятора, соответствующее рабочей точке 5; 9- значение КПД вентиляторной установки, соответствующее рабочей точке

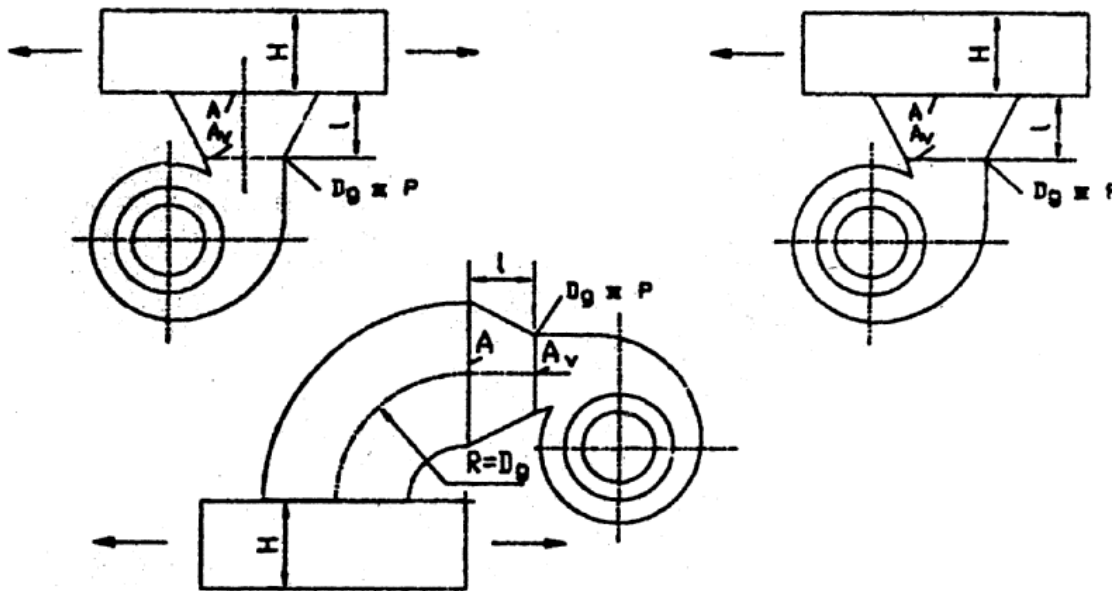


Рис. 2. Составной присоединительный элемент вентиляторной установки:  $A_v$ ,  $A$  – площади поперечного сечения диффузора,  $m^2$ ;  $l$  – длина диффузора, м;  $H$  – высота воздуховода, м;  $D_g$  – гидравлический диаметр выходного сечения вентилятора  $D_g = 4A_v / \Phi$ , где  $\Phi$  – периметр выходного сечения вентилятора, м.

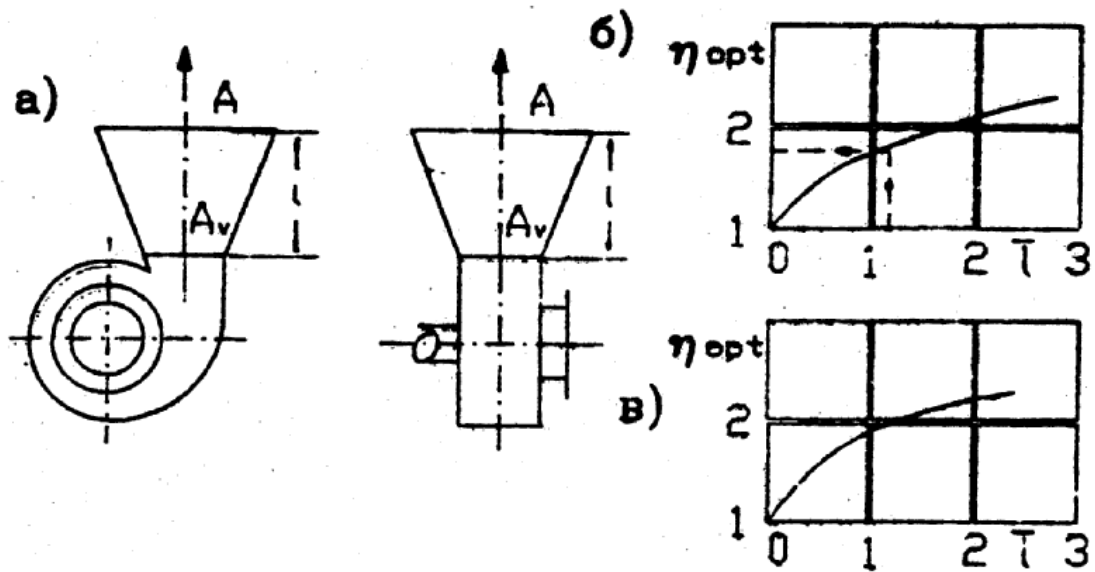


Рис. 3. Геометрические характеристики оптимальных пирамидальных диффузоров за радиальными вентиляторами: а - размеры диффузоров; б - график оптимальных относительных размеров диффузоров  $\bar{l} = l / \frac{4A_v}{\Phi}$  и  $n_{opt} = A / A_v$  за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в- то же, но с лопатками загнутыми назад;  $A_v$ ,  $A$  – площадь поперечного сечения диффузора,  $m^2$ ;  $l$  – длина диффузора, м;  $\Phi$  – периметр выходного сечения вентилятора, м.

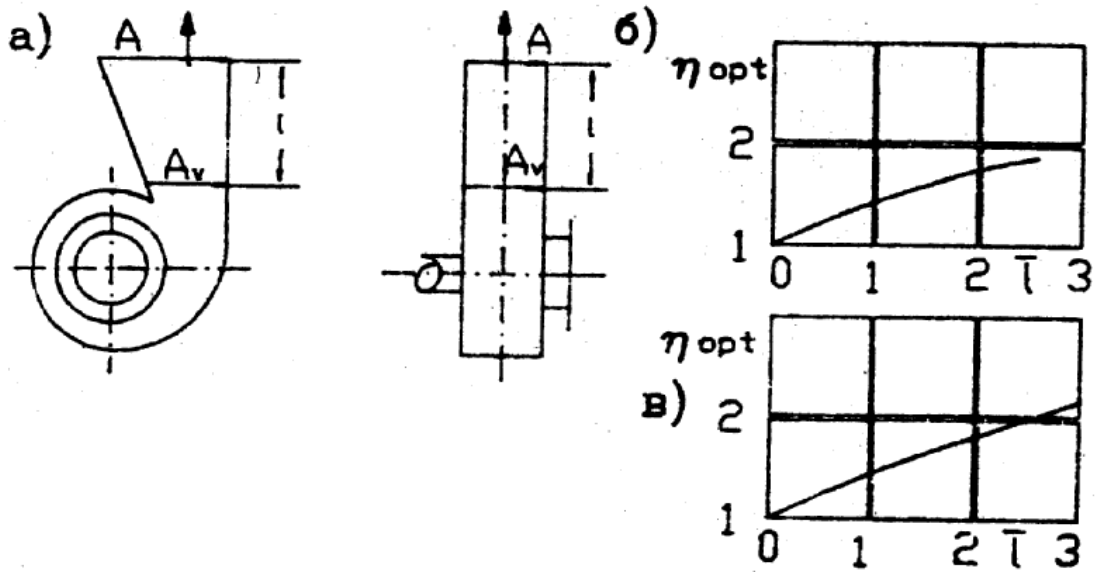


Рис. 4. Геометрические характеристики оптимальных, плоских несимметричных диффузоров за радиальными вентиляторами: а - размеры диффузоров; б - график оптимальных относительных размеров диффузоров  $\bar{l} = l / \frac{4A_v}{\Phi}$  и  $n_{opt} = A/A_v$  за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в- то же, но с лопатками загнутыми назад;  $A_v, A$  - площадь поперечного сечения диффузора,  $m^2$ ;  $l$ - длина диффузора, м;  $\Phi$ - периметр выходного сечения вентилятора, м.

Таблица 1

Значение коэффициентов сопротивления  $\zeta$  и относительного снижения КПД  $\Delta\bar{\eta}$  установок радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед

Схемы элементов входа	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	Режим работы вентилятора		
		$L_1$	$L_{opt}$	$L_2$
<p>Схема 1</p> <p><math>R=1-1,5D_0</math></p>	$\zeta$ $\Delta\bar{\eta}$	0,4 0,05	0,4 0,05	0,35 0,1

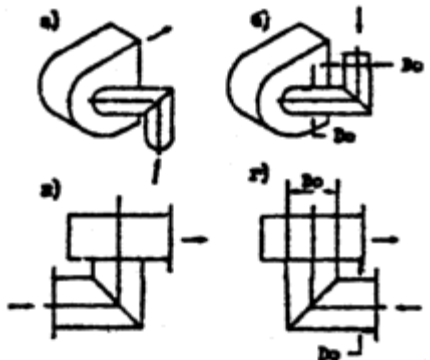
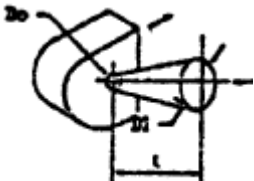
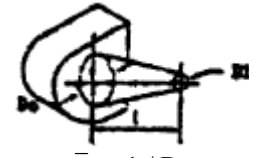
<p>Схема 2</p>  <p style="text-align: center;">—</p>	$\zeta$ $\Delta\bar{\eta}$	2 0,3	2 0,3	2 0,4
<p>Схема 3</p>  <p style="text-align: center;"> <math>\bar{l} = 1,5</math>  <math>n = 0,4 - 0,7</math> </p> <p> <math>\bar{l} = 1 / D_0</math>  <math>n = (D_0 / D_1)^2</math> </p>	$\zeta$ $\Delta\bar{\eta}$	0 0	0 0	0 0
<p>Схема 4</p>  <p style="text-align: center;"> <math>\bar{l} = 1 / D_0</math>  <math>n = (D_0 / D_1)^2</math> </p>	<p style="text-align: center;"> <math>n = 1,5</math>  <math>\bar{l} = 0,5</math>  <math>n = 2</math> </p> <hr/> <p style="text-align: center;"> <math>n = 1,5</math>  <math>\bar{l} = 0,8</math>  <math>n = 2</math> </p> <hr/> <p style="text-align: center;"> <math>n = 1,5</math>  <math>\bar{l} = 1,5</math>  <math>n = 2</math> </p>	<p style="text-align: center;"> <math>\zeta</math>  <math>\Delta\bar{\eta}</math> </p> <hr/> <p style="text-align: center;"> <math>\zeta</math>  <math>\Delta\bar{\eta}</math> </p> <hr/> <p style="text-align: center;"> <math>\zeta</math>  <math>\Delta\bar{\eta}</math> </p>	<p style="text-align: center;">           0            0,04  <hr/>           0,5            0,08  <hr/>           0,1            0  <hr/>           0,3            0,06  <hr/>           0,2            0,05  <hr/>           0,4            0,07         </p>	<p style="text-align: center;">           0,2            0,08  <hr/>           0,8            0,20  <hr/>           0,15            0,03  <hr/>           0,3            0,06  <hr/>           0,2            0,06  <hr/>           0,5            0,14         </p>

Таблица 2

Значение коэффициентов сопротивления  $\zeta$  и относительного снижения КПД  $\Delta\bar{\eta}$  установок радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад

Схемы элементов входа	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	Режим работы вентилятора		
		$L_1$	$L_{орт}$	$L_2$
<p>Схема 1</p> <p><math>R=1-1,5D_0</math></p>	$\zeta$ $\Delta\bar{\eta}$	0,4 0,01	0,4 0,02	0,36 0,02
<p>Схема 2</p> <p>—</p>	$\zeta$ $\Delta\bar{\eta}$	1 0,08	1 0,08	1 0,20
<p>Схема 3</p> <p> <math>\bar{l} = 1</math>  <math>n = 0,7</math> </p> <p> <math>\bar{l} = 1,2</math>  <math>n = 0,5</math> </p> <p> <math>\bar{l} = 1,4</math>  <math>n = 0,4</math> </p> <p> <math>\bar{l} = 1 / D_0</math>  <math>n = (D_0 / D_1)^2</math> </p>	$\zeta$ $\Delta\bar{\eta}$	0,7 0,07	0,3 0,07	0,2 0,05
<p>Схема 4</p> <p> <math>n = 1,5</math>  <math>\bar{l} = 0,8</math> </p> <p> <math>n = 2</math> </p> <p> <math>\bar{l} = 1 / D_0</math>  <math>n = (D_0 / D_1)^2</math> </p> <p> <math>n = 1,5</math>  <math>\bar{l} = 1,4</math> </p> <p> <math>n = 2</math> </p>	$\zeta$ $\Delta\bar{\eta}$	0,5 0,03 0,5 0,02	0,5 0,06 0,8 0,10	0,3 0,08 0,8 0,21
	$\zeta$ $\Delta\bar{\eta}$	0,2 0,01 0,2 0,02	0,3 0,04 0,3 0,04	0,3 0,07 0,7 0,08

Таблица 3

Значение коэффициентов сопротивления  $\zeta$  установок радиальных вентиляторов с пирамидальными диффузорами на выходе (рис. 3а)

Вентилятор	Характеристика диффузора	Режим работы вентилятора		
		$L_1$	$L_{opt}$	$L_2$
Лопатки загнуты вперед	$\bar{l} = 1$ n = 1,5	0,4	0,2	0,2
	2	0,75	0,4	0,5
	$\bar{l} = 1,5$ n = 1,5	0,3	0,1	0,15
	2	0,55	0,35	0,35
	2,5	0,8	0,5	0,55
	$\bar{l} = 2,5$ n = 2	0,35	0,1	0,1
	2,5	0,4	0,3	0,3
	3	0,55	0,3	0,45
	Лопатки загнуты назад	$\bar{l} = 1$ n = 1,5	1,1	0,25
2		1,25	0,2	0,15
2,5		1,5	0,6	0,4
	$\bar{l} = 1,5$ n = 1,5	1,1	0,15	0,15
	2	1,25	0,2	0,15
	2,5	1,5	0,45	0,2

Таблица 4

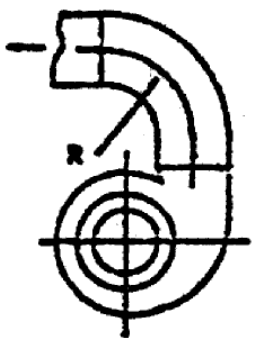
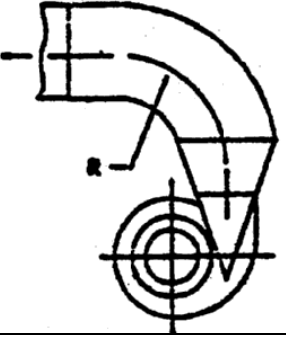
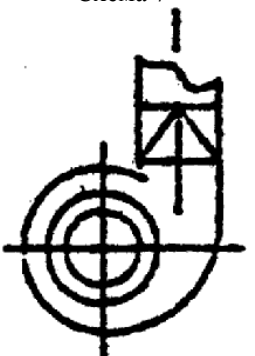
Значение коэффициентов сопротивления  $\zeta$  установок радиальных вентиляторов с плоскими диффузорами на выходе (рис.4а)

Вентилятор	Характеристика диффузора	Режим работы вентилятора		
		$L_1$	$L_{opt}$	$L_2$
Лопатки загнуты вперед	$\bar{l} = 1$ n = 1,2	0,2	0,1	0,1
	1,5	0,3	0,2	0,35
	1,8	0,45	0,5	0,6
	$\bar{l} = 1,5$ n = 1,2	0,1	0,05	0,1
	1,5	0,2	0,1	0,2
	1,8	0,22	0,2	0,35
	2	0,25	0,35	0,55
	$\bar{l} = 2,5$ n = 1,5	0,1	0,1	0,1
	2	0,15	0,15	0,35
	2,5	0,3	0,4	0,6
Лопатки загнуты назад	$\bar{l} = 1$ n = 1,2	1	0,05	0,1
	1,5	1	0,15	0,2
	1,8	1,2	0,45	0,6
	$\bar{l} = 1,5$ n = 1,2	1	0,05	0,15
	1,5	1	0,2	0,2
	1,8	1,2	0,3	0,35
	2	1,2	0,4	0,45
	$\bar{l} = 2,5$ n = 1,5	1	0,15	0,1
	2	1,2	0,15	0,25
	2,5	1,2	0,4	0,45

Таблица 5



Значение коэффициентов сопротивления  $\zeta$  установок с радиальными вентиляторами

Схема	Характер истика выхода	Лопатки вентилятора	Режим работы вентилятора		
			$L_1$	$L_{орг}$	$L_2$
<p>Схема 5</p> 	$R = D_{ou}$	<p>вперед <math>\zeta</math></p> <hr/> <p>назад <math>\zeta</math></p>	<p>0,2</p> <hr/> <p>0,6</p>	<p>0,3</p> <hr/> <p>0,2</p>	<p>0,3</p> <hr/> <p>0,3</p>
<p>Схема 6</p> 	<p>Диффузо  <math>R</math>  <math>n = 2,</math>  <math>\alpha = 14^\circ,</math>                  отвод  <math>R = D_{ou}</math></p>	<p>вперед <math>\zeta</math></p> <hr/> <p>назад <math>\zeta</math></p>	<p>0,4</p> <hr/> <p>0,2</p>	<p>0,2</p> <hr/> <p>0,2</p>	<p>0,2</p> <hr/> <p>0,2</p>
<p>Схема 7</p> 	—	<p>вперед <math>\zeta</math></p> <hr/> <p>назад <math>\zeta</math></p>	<p>0,2</p> <hr/> <p>0,1</p>	<p>0,2</p> <hr/> <p>0,1</p>	<p>0,2</p> <hr/> <p>0,1</p>