

ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АРЕНДНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ ПРОМСТРОЙПРОЕКТ

П О С О Б И Е 3.91 к СНиП 2.04.05-91

Вентиляторные установки

Москва, 1993 г.

ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
АРЕНДНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ ПРОМСТРОЙПРОЕКТ

П О С О Б И Е 3.91 к СНиП 2.04.05-91

Вентиляторные установки

Главный инженер института  И.Б.Львовский

Главный специалист  Б.В.Баркалов

Москва, 1993 г.

УДК 697.911

Рекомендовано к изданию решением секции Технического Совета арендного предприятия Промстройпроект.

Пособие 3.91 к СНиП 2.04.05-91. Вентиляторные установки. /Промстройпроект - М., 1993г. стр.16/

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 приведятся 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

В.П.Титов

Редактор инженер

Н.В.Агафонова

ПЕРЕЧЕНЬ ПОСОБИЙ

к СНиП 2.04.05-91

"Отопление, вентиляция и кондиционирование"

1. 91. Расход и распределение приточного воздуха
2. 91. Расчет поступлений теплоты солнечной радиации в помещения
3. 91. Вентиляторные установки
4. 91. Противодымная защита при пожаре
5. 91. Размещение вентиляционного оборудования
6. 91. Огнестойкие воздуховоды
7. 91. Схемы прокладки воздуховодов в зданиях
8. 91. Численность персонала по эксплуатации систем отопления, вентиляции и кондиционирования
9. 91. Годовой расход энергии системами отопления, вентиляции и кондиционирования
10. 91. Проектирование антакоррозийной защиты
11. 91. Расчетные параметры наружного воздуха для типовых проектов
12. 91. Рекомендации по расчету инфильтрации наружного воздуха в одноэтажные производственные здания.
13. 91. Противопожарные требования к системам отопления, вентиляции и кондиционирования.

Заявки принимаются отделом комплексной информатизации проектирования (ОКИП) Промстройпроекта по адресу 119827, ГСП, Москва, Г-48, Комсомольский проспект, 42 (тел. 242-37-64, 242-10-45). по вопросам оплаты тел. 245-95-24

Настоящее "Пособие к СНиП 2.04.05-91" защищено авторским правом, не должно воспроизводиться или использоваться никаким способом и никакими средствами - электронными или механическими, включая фотокопирование или информационные фонды и системы выдачи, без письменного разрешения института Промстройпроект

1. Вентиляторной установкой называют вентилятор с присоединенными фасонными элементами сеги, находящимися на расстоянии до пяти диаметров ($5D_0$) от входного и $3D_g$ от выходного отверстия, где $D_g = 4A_v/P$, A_v 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].

2. Коэффициенты гидравлического сопротивления (потерь давления) входного и выходного элементов вентустановки ζ определены экспериментально и отнесены к динамическому давлению вентилятора P_{dv} Па. Величина ζ 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 $L_{opt} \text{ м}^3/\text{ч}$, при максимальном значении КПД, и на границах аэродинамической характеристики вентилятора, соответствующих значению 0,9 пост 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 ζ следует определять интерполяцией.

3. Потери полного давления во входном и выходном элементах вентустановки ΔP , Па, рассчитываются по формуле:

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

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

$P_{dv} = \rho/2(\frac{L}{A_v})^2$ – динамическое давление вентилятора в рабочей точке, Па.

4. Коэффициенты сопротивления фасонных элементов вентиляторной установки ζ рекомендуется определять:

- для входных элементов – по табл.1 и 2;
- для выходных элементов – по табл.3 – 5;

в) для составных элементов за вентиляторами с лопатками, загнутыми назад, показанных на рис.2, при $\bar{l} = l/D_g = 1 - 1,5$; $n = A/A_v = 1,5 - 2,6$; $\bar{H} = H/D_g = 1 - 2$ 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

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

равно:

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

6. КПД вентустановки η' 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 η – 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:

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

где ζ принимается по табл.3 - 5 или по пункту 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_e велика, т.е. при расположении рабочей точки вблизи оптимального режима и в гравой части рабочей области аэродинамической характеристики вентилятора.

9. Для преобразования характеристики полного давления вентилятора в характеристику полного давления вентиляторной установки необходимо рассчитать согласно п.3 и 4 потери полного давления в элементах присоединения при фиксированном расходе воздуха в назначных 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 η' (рис.1) и статического КПД η'_s 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 $L' \text{ м}^3/\text{ч}$ (рис.1), то для получения требуемого расхода скорость вращения n должна быть увеличена до определяемой по формуле:

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

12. Входные элементы, усиливающие неравномерность воздушного потока (прямоугольные колено, 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° , могут значительно превышать потери в прямоугольном колене.

13. Хорошо изготовленные и смонтированные гибкие вставки практически не влияют на характеристики вентустановок, но при несоосности 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 $\bar{l} = l/D_g = 1,5$.

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 ствод, за вентилятором следует диффузор, отвод, короб.

Решение. Согласно табл.2 коэффициенты ζ 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 $\Delta\bar{\eta} = 0,01; 0,01$ и $0,02$.

За вентилятором размещен диффузор ($\bar{l} = 1,5, n = 2$), отвод ($R = D_g$) и короб $\bar{H} = H/D_g = 2$. Для выходного элемента по п.4в коэффициенты ζ 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.

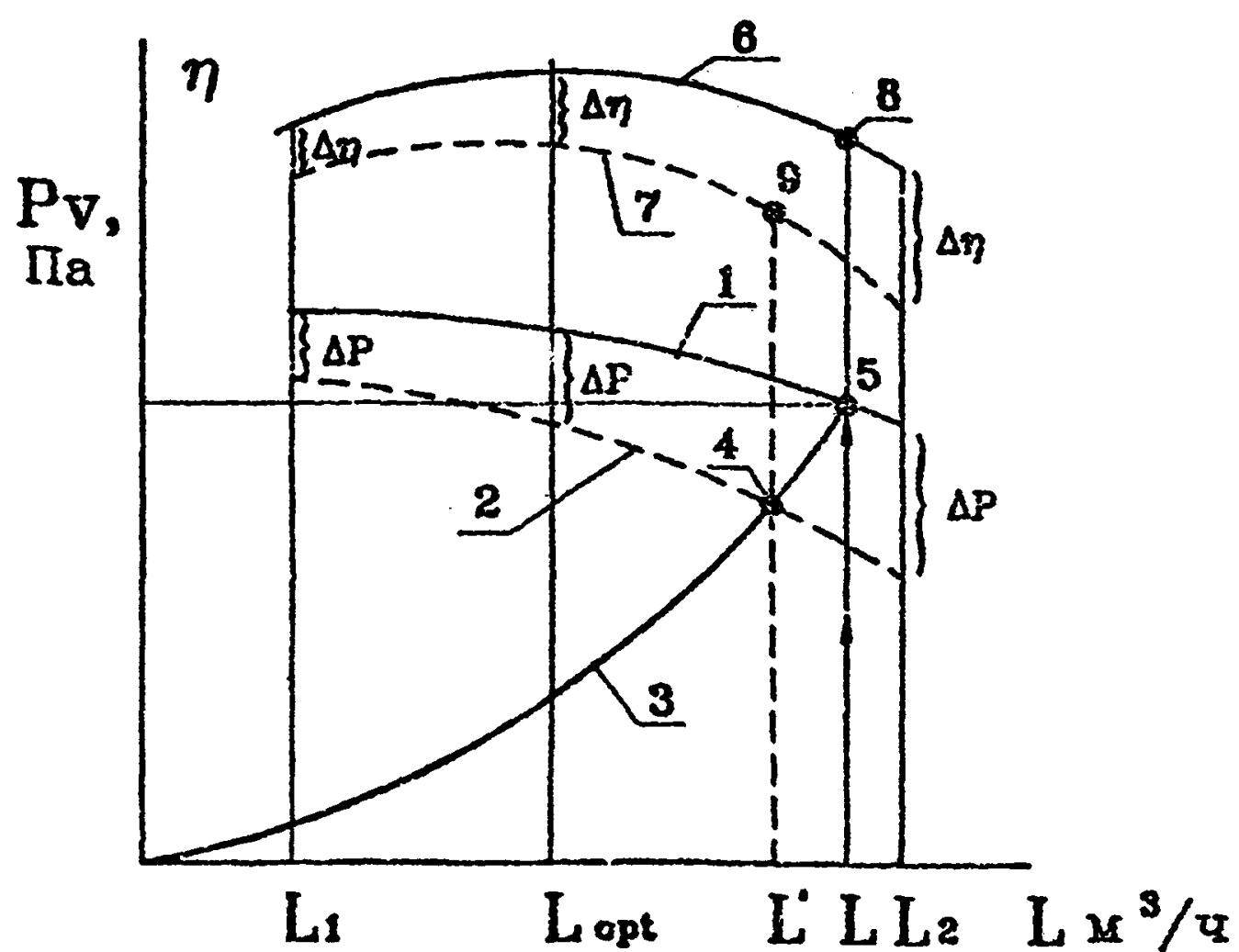


Рис.1. Аэродинамические характеристики вентилятора и вентиляторной установки: 1 - кривая полного давления вентилятора; 2 - кривая полного давления вентиляторной установки; 3 - характеристика сети; 4 - рабочая точка вентиляторной установки; 5 - рабочая точка вентилятора (без учета потерь давления в фасонных 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 4.

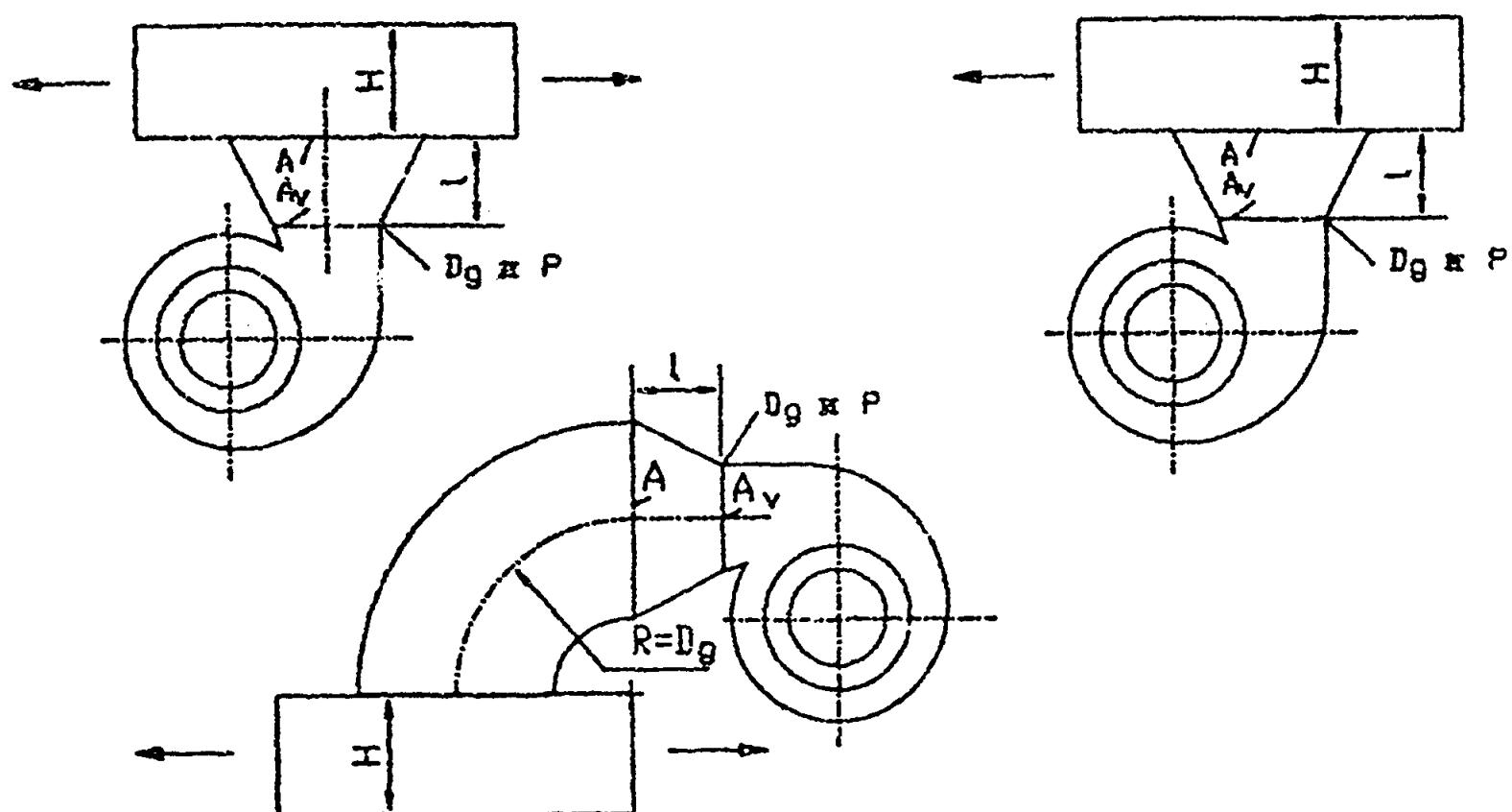


Рис.2. Составной присоединительный элемент вентиляторной установки: A_v , A - площади поперечного сечения диффузора, м^2 ; I - длина диффузора, м ; H - высота воздуховода, м ; D_g - гидравлический диаметр выходного сечения вентилятора $D_g = 4A_c/\Phi$, где Φ - периметр выходного сечения вентилятора,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

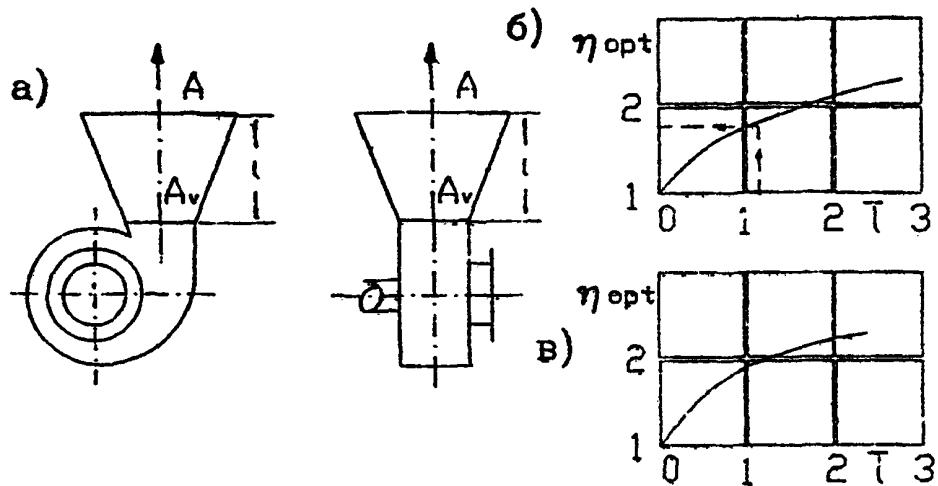


Рис.3. Геометрические характеристики оптимальных пирамидальных диффузоров за радиальными вентиляторами: а - размеры диффузоров; б - график оптимальных относительных размеров диффузоров $\tilde{l} = l/A_v$ и $\eta_{opt} = A/A_v$ за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в - то же, но с лопатками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

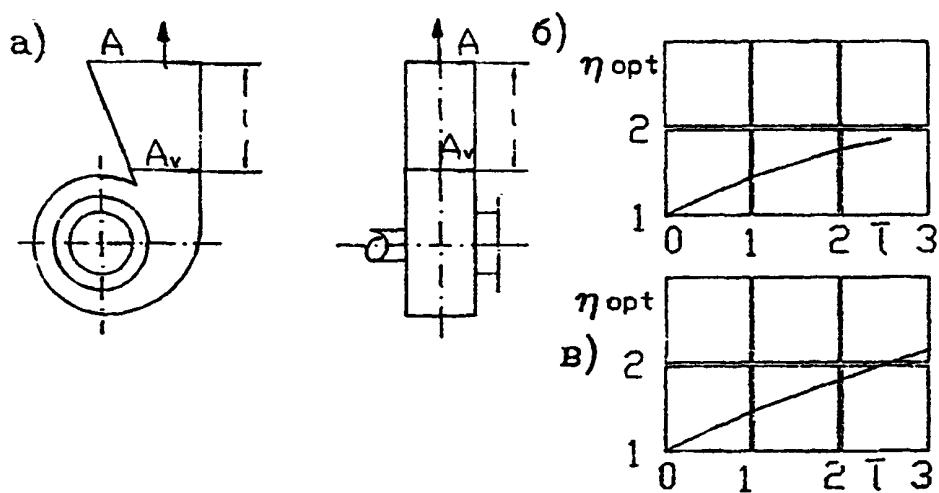


Рис.4. Геометрические характеристики оптимальных плоских несимметричных диффузоров за радиальными вентиляторами: а - размеры диффузоров; б - график оптимальных относительных размеров диффузоров $\tilde{l} = l/A_v$ и $\eta_{opt} = A/A_v$ за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в - то же, но с лопатками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

Таблица 1

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

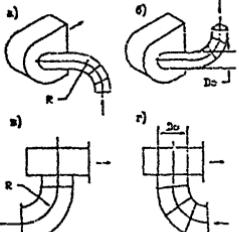
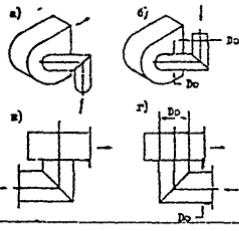
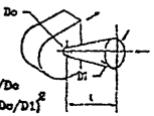
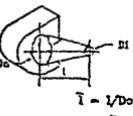
Схемы элементов входа	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	Режим работы вентилятора				
		L_1	L_{opt}	L_2		
Схема 1						
1		$R = 1 - 1.5 D_o$	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	0.4 0.05	0.4 0.05	0.35 0.1
2		-	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	2 0.3	2 0.3	2 0.4
3		$n = 0.4 - 0.7$	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	0 0	0 0	0 0
4		$n = 1.5$ $\bar{l} = 0.5$	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	0 0.04	0.2 0.08	0.2 0.12
		$n = 2$	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	0.5 0.08	0.8 0.20	0.7 0.41
		$n = 1.5$ $\bar{l} = 0.8$	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	0.1 0	0.15 0.03	0.1 0.06
		$n = 2$	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	0.3 0.06	0.3 0.06	0.2 0.11
		$n = 1.5$ $\bar{l} = 1.5$	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	0.2 0.05	0.2 0.06	0.15 0.09
		$n = 2$	$\zeta / \Delta\bar{\eta}$	0.4 0.07	0.5 0.14	0.4 0.22

Таблица 2

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

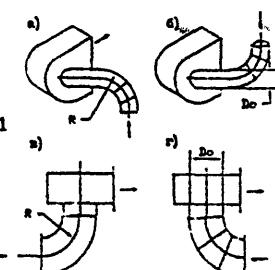
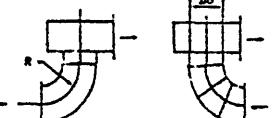
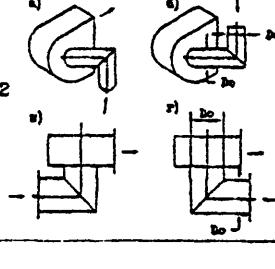
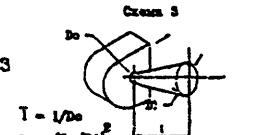
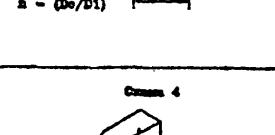
Схемы элементов входа	ζ $\Delta\bar{\eta}$	Режим работы вентилятора		
		L_1	\bar{L}_{opt}	L_2
Схема 1				
1		$R = 1 - 1.5 D_o$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.4 0.01 0.45 0.02 0.36 0.02
				
Схема 2				
2		—	ζ $\Delta\bar{\eta}$	1 0.08 1 0.08 1 0.20
				
Схема 3				
3		$l = 1$ $n = 0.7$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.7 0.07 0.3 0.07 0.2 0.05
		$l = 1.2$ $n = 0.5$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.8 0.02 0.4 0.06 0.3 0.06
		$l = 1.4$ $n = 0.4$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.5 0.03 0.5 0.05 0.1 0.02
Схема 4				
4		$n = 1.5$ $l = 0.8$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.5 0.03 0.5 0.06 0.3 0.08
		$n = 2$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.5 0.02 0.8 0.10 0.8 0.21
		$n = 1.5$ $l = 1.4$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.2 0.01 0.3 0.04 0.3 0.07
		$n = 2$	ζ $\Delta\bar{\eta}$	0.2 0.02 0.3 0.04 0.7 0.08

Таблица 3

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

Вентилятор	Характеристика диффузора	Режим работы вентилятора		
		L_1	L_{opt}	L_2
Лопатки загнуты вперёд	$n=1.5$ $\bar{l} = 1$	0.4	0.2	0.2
		2	0.75	0.5
	$n=1.5$ $\bar{l} = 1.5$	0.3	0.1	0.15
		2	0.55	0.35
		2.5	0.8	0.55
	$n=2$ $\bar{l} = 2.5$	0.35	0.1	0.1
		2.5	0.4	0.3
		3	0.55	0.45
Лопатки загнуты назад	$n=1.5$ $\bar{l} = 1$	1.1	0.25	0.1
		2	1.25	0.2
		2.5	1.5	0.4
	$n=1.5$ $\bar{l} = 1.5$	1.1	0.15	0.15
		2	1.25	0.2
		2.5	1.5	0.2

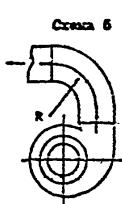
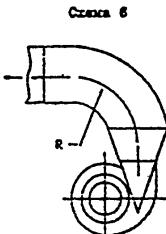
Таблица 4

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

Вентилятор	Характеристика диффузора	Режим работы вентилятора		
		L_1	L_{opt}	L_2
Лопатки загнуты вперед	$n=1.2$ $\bar{l} = 1$	0.2	0.1	0.1
		0.3	0.2	0.35
		0.45	0.5	0.6
	$n=1.2$ $\bar{l} = 1.5$	0.1	0.05	0.1
		0.2	0.1	0.2
		0.22	0.2	0.35
		0.25	0.35	0.55
	$n=1.5$ $\bar{l} = 2.5$	0.1	0.1	0.1
		0.15	0.15	0.35
		0.3	0.4	0.6
Лопатки загнуты назад	$n=1.2$ $\bar{l} = 1$	1	0.05	0.1
		1	0.15	0.2
		1.2	0.45	0.6
	$n=1.2$ $\bar{l} = 1.5$	1	0.05	0.15
		1	0.2	0.2
		1.2	0.3	0.35
		1.2	0.4	0.45
	$n=1.5$ $\bar{l} = 2.5$	1	0.15	0.1
		1.2	0.15	0.25
		1.2	0.4	0.45

Таблица 5

Значение коэффициентов сопротивления ζ установок
с радиальными вентиляторами

Схема	Харак- терис- тика выхода	Лопатки вентилятора загнуты	Режим работы вентилятора		
			L_1	L_{opt}	L_2
 Схема 6	$R = D_{ou}$	вперёд ζ назад ζ	0.2	0.3	0.3
			0.6	0.2	0.3
 Схема 6	Диффузор $n = 2$, $\alpha = 14^\circ$, отвод $R = 1.5 D_{ou}$	вперёд ζ назад ζ	0.4	0.2	0.2
			0.2	0.2	0.2
 Схема 7	—	вперёд ζ назад ζ	0.2	0.2	0.2
			0.1	0.1	0.1