ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ

# АРЕНДНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ ПРОМСТРОЙПРОЕКТ

# **ПОСОБИЕ 3.91 к СНиП 2.04.05-91**

# **Вентиляторные установки**

Главный инженер института И.Б.Львовский

Главный специалист 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 В.П.Титов

Редактор инженер Н.В.Агафонова

1. Вентиляторной установкой называют вентилятор с присоединенными фасонными элементами сети, находящимися на расстоянии до пяти диаметров (5*Dv*) от входного и 3*Dg* от выходного отверстия, где *Dg* = 4,4*v/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.

1. Коэффициенты гидравлического сопротивления (потерь давления) входного и выходного элементов вентустановки ζ определены экспериментально и отнесены к динамическому давлению вентилятора *P*dvПа. 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 м3/ч, при максимальном значении КПД, и на границах аэродинамической характеристики вентилятора, соответствующих значению 0,9ηmax слева L1 и справа L2 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.
2. Потери полного давления во входном и выходном элементах вентустановки Δ*P*, Па, рассчитываются по формуле:

 (1)

## где *-* сумма коэффициентов сопротивления входного и выходного элементов,

*-* динамическоедавление вентилятора в рабочей точке, Па.

1. Коэффициенты сопротивления фасонных элементов вентиляторной установки ζ рекомендуется определять:
2. для входных элементов – по табл. 1 и 2;
3. для выходных элементов – по табл. 3-5;

для составных элементов за вентиляторами с лопатками, загнутыми назад, показанных на рис. 2, при *= l / Dg = 1-1,5;* *n = A / Av = 1,5 - 2,6;  = H / Dg = 1 - 2* принимать равными ζ*=2* при *L1,* ζ *=0,7* при *L*opt и *L2.*

1. Полное давление вентустановки **, Па, меньше полного давления вентилятора на величину потерь в присоединенных фасонных элементах и равно:

* = Pv - ΔP* (2)

1. КПД вентустановки *η'* меньше КПД вентилятора на величину потерь, вызванных присоединительными элементами на входе и выходе

*η' = η - Δη = η (1 - )*  (3)

где *η*- Кпд вентилятора при заданном расходе воздуха;

*Δη* и  - суммарное, действительное и относительное снижение КПД, вызванное присоединительными элементами.

1. Относительное снижение КПД вентустановки определяется:
2. для входных элементов по табл. 1 и 2;
3. для выходных элементов величина относительного снижения КПД равна:

** (4)

## где *ζ* принимается по табл. 3-5 или по п. 4.в.

1. 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*vвелика, т.е. при расположении рабочей точки вблизи оптимального режима и в правой части рабочей области аэродинамической характеристики вентилятора.
2. 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 ** вентиляторной установки (рис.1).

Аналогично могут быть построены кривые КПД *η'* (рис.1) и статистического КПД  вентиляторной установки.

1. 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 явится причиной значительного снижения фактического расхода воздуха  по сравнению с его расчетной величиной L.
2. Если потери в вентустановке вызвали снижение расхода воздуха с *L* до  м3/ч (рис.1), то для получения требуемого расхода скорость вращения n должна быть увеличена до определяемой по формуле:

*n' = n L / L'* (5)

1. 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 90оС, не могут значительно превышать потери в прямоугольном колене.

1. 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  *= l / Dg = 1,5.*

**Решение.** По рис.3б находим, что длине  *= 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 *ζ* и относительное снижение КПД установки с плавным отводом *R=1,5D*0на входе для трех характерных режимов составят: *ζ=0,4; 0,45* и *0,36*;а *=0,01; 0,01* и *0,02*.

За вентилятором размещен диффузор ( *= 1,5, n = 2*), отвод (*R = Dg*) и короб * = H/ Dg* = 2. Для выходного элемента по п. 4в коэффициенты *ζ* для трех характерных режимов работы вентилятора составят: при *L1* коэффициент *ζ = 2*, при *Lopt* и *L2*, *ζ = 0,7.* Используя эти значения, рассчитываем по формуле 4 относительное снижение КПД установки под влиянием элементов выхода.

Полное давление вентиляторной установки ** 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: *Av, A* – площади поперечного сечения диффузора, м2; *l* – длина диффузора, м; *H* - высота воздуховода, м;

*Dg* - гидравлический диаметр выходного сечения вентилятора *Dg=4Av/Ф*, где *Ф*- периметр выходного сечения вентилятора, м.



Рис. 3. Геометрические характеристики оптимальных пирамидальных диффузоров за радиальными вентиляторами: а - размеры диффузоров; б - график оптимальных относительных размеров диффузоров ** и *nopt=A/Av* за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в- то же, но с лопатками загнутыми назад; *Av*, *A*- площадь поперечного сечения диффузора, м2; *l*- длина диффузора, м; *Ф*- 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 ** и *nopt = A/Av* за вентиляторами с лопатками загнутыми вперед; в- то же, но с лопатками загнутыми назад; *Av*, *A* - площадь поперечного сечения диффузора, м2; *l*- длина диффузора, м; *Ф*- периметр выходного сечения вентилятора, м.

Таблица 1

Значение коэффициентов сопротивления ζ и относительного снижения КПД установок радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Схемы элементов входа |  | ζ/ | Режим работы вентилятора | | |
|  |  |  | *L*1 | *L*орт | *L*2 |
| Схема 1 | R=1-1,5D0 | ζ | 0,4  0,05 | 0,4  0,05 | 0,35  0,1 |
| Схема 2 | ⎯ | ζ | 2  0,3 | 2  0,3 | 2  0,4 |
| Схема 3    = 1 / D0  n = (D0 / D1)2 | = 1,5  n = 0,4 - 0,7 | ζ | 0  0 | 0  0 | 0  0 |
| Схема 4 | n = 1,5  = 0,5  n = 2 | ζ    ζ | 0  0,04  0,5  0,08 | 0,2  0,08  0,8  0,20 | 0,2  0,12  0,7  0,41 |
| = 1 / D0  n = (D0 / D1)2 | n = 1,5  = 0,8  n = 2 | ζ    ζ | 0,1  0  0,3  0,06 | 0,15  0,03  0,3  0,06 | 0,1  0,06  0,2  0,11 |
|  | n = 1,5  = 1,5  n = 2 | ζ    ζ | 0,2  0,05  0,4  0,07 | 0,2  0,06  0,5  0,14 | 0,15  0,09  0,4  0,22 |

Таблица 2

Значение коэффициентов сопротивления ζ и относительного снижения КПД установок радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми назад

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Схемы элементов входа |  | ζ/ | Режим работы вентилятора | | |
|  |  |  | *L*1 | *L*орт | *L*2 |
| Схема 1 | R=1-1,5D0 | ζ | 0,4  0,01 | 0,4  0,02 | 0,36  0,02 |
| Схема 2 | ⎯ | ζ | 1  0,08 | 1  0,08 | 1  0,20 |
| Схема 3    = 1 / D0  n = (D0 / D1)2 | = 1  n = 0,7  = 1,2  n = 0,5  = 1,4  n = 0,4 | ζ    ζ    ζ | 0,7  0,07  0,8  0,02  0,5  0,03 | 0,3  0,07  0,4  0,06  0,5  0,05 | 0,2  0,05  0,3  0,06  0,1  0,02 |
| Схема 4 | n = 1,5  = 0,8  n = 2 | ζ    ζ | 0,5  0,03  0,5  0,02 | 0,5  0,06  0,8  0,10 | 0,3  0,08  0,8  0,21 |
| = 1 / D0  n = (D0 / D1)2 | n = 1,5  = 1,4  n = 2 | ζ    ζ | 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 ζ установок радиальных вентиляторов с пирамидальными диффузорами на выходе (рис. 3а)

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вентилятор | Характеристика | Режим работы вентилятора | | |
|  | диффузора | *L1* | *Lopt* | *L2* |
| Лопатки загнуты вперед | n = 1,5  *=* 1  2 | 0,4  0,75 | 0,2  0,4 | 0,2  0,5 |
|  | n = 1,5  *=* 1,5 2  2,5 | 0,3  0,55  0,8 | 0,1  0,35  0,5 | 0,15  0,35  0,55 |
|  | n = 2  = 2,5 2,5  3 | 0,35  0,4  0,55 | 0,1  0,3  0,3 | 0,1  0,3  0,45 |
| Лопатки загнуты назад | n = 1,5  = 1 2  2,5 | 1,1  1,25  1,5 | 0,25  0,2  0,6 | 0,1  0,15  0,4 |
|  | n = 1,5  = 1,5 2  2,5 | 1,1  1,25  1,5 | 0,15  0,2  0,45 | 0,15  0,15  0,2 |

Таблица 4

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

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вентилятор | Характеристика | Режим работы вентилятора | | |
|  | диффузора | *L1* | *Lopt* | *L2* |
| Лопатки загнуты вперед | n = 1,2  *=*1 1,5  1,8 | 0,2  0,3  0,45 | 0,1  0,2  0,5 | 0,1  0,35  0,6 |
|  | n = 1,2  *=*1,5 1,5  1,8  2 | 0,1  0,2  0,22  0,25 | 0,05  0,1  0,2  0,35 | 0,1  0,2  0,35  0,55 |
|  | n = 1,5  =2,5 2  2,5 | 0,1  0,15  0,3 | 0,1  0,15  0,4 | 0,1  0,35  0,6 |
| Лопатки загнуты назад | n = 1,2  =1 1,5  1,8 | 1  1  1,2 | 0,05  0,15  0,45 | 0,1  0,2  0,6 |
|  | n = 1,2  =1,5 1,5  1,8  2 | 1  1  1,2  1,2 | 0,05  0,2  0,3  0,4 | 0,15  0,2  0,35  0,45 |
|  | n = 1,5  =2,5 2  2,5 | 1  1,2  1,2 | 0,15  0,15  0,4 | 0,1  0,25  0,45 |

Таблица 5

### Значение коэффициентов сопротивления ζ установок с радиальными вентиляторами

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Схема | Характеристика выхода | Лопатки вентилятора | Режим работы вентилятора | | |
|  |  |  | *L*1 | *L*орт | *L*2 |
| Схема 5 | *R = Dou* | вперед ζ  назад ζ | 0,2  0,6 | 0,3  0,2 | 0,3  0,3 |
| Схема 6 | Диффузор  n = 2,  α = 14°,  отвод  *R = Dou* | вперед ζ  назад ζ | 0,4  0,2 | 0,2  0,2 | 0,2  0,2 |
| Схема 7 | ⎯ | вперед ζ  назад ζ | 0,2  0,1 | 0,2  0,1 | 0,2  0,1 |