



Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
"ТОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ"

## **НАСОСЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ И КОМПРЕССОРЫ**

Методические указания  
к самостоятельному изучению дисциплины

Составитель А. В. Толстых

Томск 2017

Насосы, вентиляторы и компрессоры: методические указания к самостоятельному изучению дисциплины / сост. А.В. Толстых. – Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2017. – 40 с.

Рецензент к.т.н., доцент кафедры ТГС В.С. Рекунов  
Редактор к.т.н., доцент кафедры ТГС В.В. Пенявский

Методические указания к самостоятельному изучению дисциплины «Насосы, вентиляторы и компрессоры в системах теплогазоснабжения и вентиляции» для бакалавров направления «Строительство» профиля подготовки «Теплогазоснабжение и вентиляция» заочной формы обучения.

Рассмотрены и рекомендованы к изданию методическим семинаром кафедры теплогазоснабжения № 6 от 19.04.2017 г.

Срок действия

с 1.09.2017  
до 1.09.2022

Оригинал-макет подготовлен автором.

Подписано в печать 21.09.2017  
Формат 90×90/16. Бумага офсет. Гарнитура Таймс.  
Уч.-изд. л. 0,895. Тираж 40 экз. Заказ №

Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.  
Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.  
634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Введение</b>	4
<b>1. Самостоятельное изучение дисциплины «Насосы, вентиляторы и компрессоры»</b>	5
1.1. Общие положения	5
1.2. Тематический план изучения дисциплины	5
<b>2. Контроль знаний по дисциплине «Насосы, вентиляторы и компрессоры»</b>	8
<b>3. Работа вентиляторов на сеть</b>	22
3.1. Давление вентилятора, работающего в сети	22
3.2. Статическое давление вентилятора, работающего в сети	25
3.3. Некоторые характерные случаи работы вентиляторов	27
3.4. Совместная работа вентиляторов	28
<b>4. Работа насосов на сеть</b>	31
<b>5. Поршневые компрессоры</b>	36
<b>Список рекомендуемой литературы</b>	38
<b>Приложение</b>	39

## ВВЕДЕНИЕ

При выполнении самостоятельной работы по дисциплине «Насосы, вентиляторы и компрессоры в системах теплогазоснабжения и вентиляции» у обучающихся формируются следующие компетенции и соответствующие уровни освоения:

Компетенции	Уровни освоения		
	1 (запоминание и понимание)	2 (применение и анализ)	3 (оценка и создание)
<b>ДПК-3</b> Знание правил и технологии монтажа, наладки, испытания и эксплуатации инженерных систем зданий и объектов жилищно-коммунальной инфраструктуры	Студент сможет перечислить особенности принципиальных схем, способы применения лопастных, объемных и струйных нагнетателей.	Студент сможет применять полученные знания при монтаже, наладке, испытаниях, сдаче в эксплуатацию и эксплуатации инженерных систем (ОВК и ТГС) строительных объектов, объектов жилищно-коммунального хозяйства.	Студент сможет предложить способ регулирования производительности нагнетателя и его правильной технической эксплуатации.
<b>ДПК-5</b> Способность осуществлять организацию и планирование технической эксплуатации инженерных систем зданий, объектов жилищно-коммунальной инфраструктуры с целью обеспечения надежности, экономичности и безопасности их функционирования	Студент сможет перечислить особенности основных моделей для расчета, подбора, анализа работы нагнетателей в инженерных сетях.	Студент сможет подбирать нагнетатель с электродвигателем для работы в системах ОВК и ТГС.	Студент сможет проводить анализ эффективности работы существующего оборудования и предлагать способы ее оптимизации.

# 1. САМОСТОЯТЕЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ «НАСОСЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ И КОМПРЕССОРЫ»

## 1.1. Общие положения

Распределение нагрузки по дисциплине «Насосы, вентиляторы и компрессоры»:

Курс	Семестр	Объем часов (всего)	Объем работы студента с преподавателем			Самостоятельная работа студента (СРС)	Контрольные работы	КП, КР	Итоговый контроль	
			Всего	Из них						
				Лекции	Практ. зан.					Лаб. работ.
2	4	72	12	6	6	–	60	две	–	Зач.

Объем и структура самостоятельной работы отражены в таблице:

№ п.п.	Наименование самостоятельной работы	Кол-во часов
1	Изучение теоретического материала	16
2	Подготовка к практическим занятиям	4
3	Выполнение контрольных работ	40
Итого по курсу		60

## 1.2. Тематический план изучения дисциплины

### Тема № 1 (2 часа)

*Принципы работы нагнетателей.* Объемные нагнетатели. Поршневые нагнетатели. Зубчатые и пластинчатые нагнетатели. Струйные нагнетатели. Лопастные нагнетатели. Центробежные нагнетатели. Диаметральные нагнетатели. Осевые нагнетатели. Вихревые нагнетатели.

### *Контрольные вопросы*

1. Как классифицируются нагнетатели по принципу действия?

2. Расскажите об областях применения различных групп нагнетателей.
3. Перечислите основные достоинства и недостатки различных групп нагнетателей.

### **Тема № 2 (2 часа)**

*Характеристики нагнетателей.* Общие сведения о характеристиках нагнетателей. Характеристики объемных нагнетателей. Характеристики центробежных нагнетателей. Пересчет характеристик. Универсальная и совмещенная характеристики. Коэффициент быстроходности.

#### *Контрольные вопросы*

1. Какими пятью параметрами характеризуется работа нагнетателей?
2. Дайте определение характеристики нагнетателей.
3. Как изменяется производительность объемных нагнетателей с ростом давления?
4. Как изменяется полное давление центробежного нагнетателя с увеличением подачи?
5. Какие формулы используются для пересчета характеристик нагнетателя при изменении частоты вращения?

### **Тема № 3 (2 часа)**

*Работа нагнетателей на сеть.* Характеристика сети. Метод наложения характеристик. Влияние изменения параметров нагнетателя на параметры системы нагнетатель–сеть. Влияние изменения характеристики сети на параметры системы нагнетатель–сеть.

#### *Контрольные вопросы*

1. Дайте определение характеристики сети.
2. В чем заключается сущность метода наложения характеристик?
3. Как влияет изменение частоты вращения нагнетателя на параметры системы нагнетатель–сеть?
4. Как влияет изменение плотности перемещаемой среды на параметры системы нагнетатель–сеть?

5. Как влияет изменение сопротивления сети на параметры системы нагнетатель–сеть?

#### **Тема № 4 (6 часов)**

*Совместная работа нагнетателей.* Понятие о совместной работе. Параллельная работа одинаковых нагнетателей. Параллельная работа разных нагнетателей. Учет потерь давления на участках раздельной работы. Последовательная работа одинаковых нагнетателей. Последовательная работа разных нагнетателей. Сопоставление последовательной и параллельной работы.

#### *Контрольные вопросы*

1. При параллельной работе нагнетателей происходит сложение расходов или давлений?
2. При последовательной работе нагнетателей происходит сложение расходов или давлений?
3. Для чего используют такие понятия как «участки раздельной работы» и «участки совместной работы»?
4. Опишите порядок построения характеристики системы параллельно работающих нагнетателей.
5. Во сколько раз увеличивается производительность системы при включении параллельно второго такого же нагнетателя?
6. Опишите порядок построения характеристики системы последовательно работающих нагнетателей.
7. Как осуществляется выбор мощности электродвигателя при параллельной работе 2 одинаковых нагнетателей?
8. Как осуществляется выбор мощности электродвигателя при последовательной работе 2 одинаковых нагнетателей?
9. Для чего используются условные характеристики нагнетателей?

#### **Тема № 5 (2 часа)**

*Регулирование работы нагнетателей.* Виды и принципы регулирования. Количественные и качественные методы регулирования производительности центробежных нагнетателей. Регулирование производительности объемных нагнетателей.

### *Контрольные вопросы*

1. Как осуществляется регулирование дросселированием?
2. Как осуществляется регулирование перепуском части жидкости на рециркуляцию?
3. Как осуществляется регулирование за счет изменения частоты вращения колеса нагнетателя?
4. Как осуществляется регулирование производительности вентиляторов с помощью направляющих аппаратов?

## **2. КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

Самостоятельное изучение дисциплины «Насосы, вентиляторы и компрессоры» предусматривает выполнение 2 контрольных работ:

1. Работа вентиляторов.
2. Работа насосов и компрессоров.

Номера вариантов задач и вопросов каждой задаче студент выбирает по буквам своей фамилии (повторяя ее при необходимости): в первой задаче – по первой букве, во второй – по второй, в третьей – по третьей и т. д. (табл.1).

*Таблица 1*

Буква фамилии	№ варианта	Буква фамилии	№ варианта	Буква фамилии	№ варианта
А	32	Р	21	Л	10
Б	31	С	20	М	9
В	30	Т	19	Н	8
Г	29	У	18	О	7
Д	28	Ф	17	П	5
Е	27	Х	16	Ы	6
Ж	26	Ц	15	Ь	4
З	25	Ч	14	Э	3
И	24	Ш	13	Ю	2
Й	23	Щ	12	Я	1
К	22	Ъ	11	–	–



## Контрольная работа № 1

### Работа вентиляторов

**Задача 1.** Подобрать вентилятор для подачи воздуха  $L$  из резервуара с постоянным давлением  $P_{0,вс}$  в резервуар с постоянным давлением  $P_{0,нг}$ , через сеть воздухопроводов, сопротивление которых при данном расходе воздуха составляет  $\Delta P'_c$ , площадь сечения выхода из нагнетательного воздуховода в резервуар, куда нагнетается воздух,  $F = 0,2 \text{ м}^2$ . Подобрать дутьевой вентилятор в случае, если оба резервуара открыты. Данные, необходимые для решения задачи, взять из табл. 2. При выполнении задания использовать в качестве образца пример решения на стр. 24.

**Задача 2.** Подобрать вентилятор при условии, что он должен иметь подачу воздуха  $L$ , потеря давления в сети  $\Delta P'_c$ , площадь сечения выхода из сети равна площади сечения выхода из вентилятора  $F_v$ . Как осуществить включение в сеть дополнительного сопротивления с потерей давления  $\Delta P'_{доп}$ , не меняя вентилятора и его частоты вращения? Потерю давления в диффузоре считать известной, принять  $\Delta P'_d = 2 \text{ Па}$ . Данные, необходимые для решения задачи взять из табл. 2. При выполнении задания использовать в качестве образца пример решения на стр. 25.

**Задача 3.** Вначале вентилятор работает без сети, затем к нему подключается сеть (рис. 1–7). Потеря давления в диффузоре  $\Delta P'_d = 30 \text{ Па}$ ; динамическое давление на выходе из диффузора  $P_{дд} = 50 \text{ Па}$ ; динамическое давление вентилятора  $P_d$ ; потери давления во всасывающей и в нагнетательной сети одинаковы и равны  $\Delta P'_c = 100 \text{ Па}$ . Необходимо построить эпюру давлений в сети, выяснить, как влияют указанные различия на полное давление вентилятора, в координатах  $P, L$  схематически показать, куда сместится рабочая точка вентилятора после подключения к нему сети, если он будет работать с той же частотой вращения. Что нужно сделать, чтобы вентилятор после подключения сети подавал тот же объем воздуха? Величину  $P_d$  взять из табл. 3. При выполнении задания использовать в качестве образца пример решения на стр. 26.

Таблица 2

№ варианта	Расход воздуха $L$ , м <sup>3</sup> /ч	Давление в резервуарах		Потери давления в сети $\Delta P'_{с}$ , Па	Потери на дополнительном сопротивлении $\Delta P'_{доп}$ , Па	Площадь сечения выхода из вентилятора $F_{в}$ , м <sup>2</sup>
		$P_{0.вс}$ , Па	$P_{0.нг}$ , Па			
1	6000	30	140	180	8	0,3
2	900	100	220	100	1	0,1
3	2800	130	200	150	3	0,2
4	3500	170	200	130	7	0,2
5	2000	150	210	158	9	0,1
6	3000	130	210	160	10	0,15
7	4000	220	250	160	15	0,2
8	5000	180	230	170	8	0,3
9	6000	180	250	180	20	0,2
10	7000	180	280	200	18	0,3
11	8000	180	290	190	14	0,4
12	7000	180	300	197	12	0,3
13	1000	180	310	210	8	0,05
14	1100	140	200	147	4	0,08
15	2200	140	210	165	13	0,1
16	2300	140	220	175	3	0,2
17	2500	140	220	185	10	0,15
18	4500	140	240	195	7	0,3
19	3500	140	230	165	19	0,15
20	4300	140	250	175	20	0,18
21	6500	140	260	185	11	0,36
22	7500	140	270	195	22	0,3
23	5700	140	280	195	8	0,35
24	6300	140	290	200	18	0,25
25	3600	140	300	210	25	0,1
26	1050	140	200	100	5	0,07
27	1150	140	210	150	4	0,1

Окончание табл. 2

№ варианта	Расход воздуха $L$ , м <sup>3</sup> /ч	Давление в резервуарах		Потери давления в сети $\Delta P'_{с}$ , Па	Потери на дополнительном сопротивлении $\Delta P'_{доп}$ , Па	Площадь сечения выхода из вентилятора $F_{в}$ , м <sup>2</sup>
28	2250	140	200	160	7	0,1
29	2300	140	220	170	8	0,1
30	2100	130	200	140	6	0,15
31	4500	140	240	195	7	0,3
32	4000	220	250	160	15	0,2

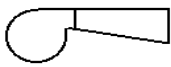


Рис. 1



Рис. 2

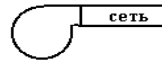


Рис. 3



Рис. 4



Рис. 5

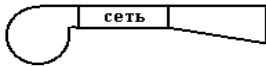


Рис. 6

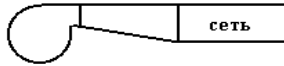


Рис. 7

Таблица 3

№ варианта	$P_d$ , Па	Вид сети, которая подключается к вентилятору (№ рис.)	№ варианта	$P_d$ , Па	Вид сети, которая подключается к вентилятору (№ рис.)
1	150	1	17	300	3
2	160	2	18	100	2
3	110	7	19	340	1
4	120	3	20	110	7
5	140	4	21	200	6
6	130	5	22	360	4
7	200	6	23	160	5
8	240	7	24	110	4

№ варианта	$P_d$ , Па	Вид сети, которая подключается к вентилятору (№ рис.)	№ варианта	$P_d$ , Па	Вид сети, которая подключается к вентилятору (№ рис.)
9	300	1	25	200	1
10	100	2	26	300	2
11	150	6	27	330	7
12	220	3	28	340	3
13	200	4	29	110	4
14	300	5	30	120	5
15	350	6	31	320	6
16	320	7	32	330	7

**Задача 4.** По известной характеристике вентилятора и характеристике участка сети (эти данные приведены в табл. 4, все вентиляторы одинаковые, все участки, обозначенные на схеме соединения вентиляторов, имеют одинаковые характеристики) графически определить положение общей рабочей точки трех вентиляторов, работающих совместно по схеме, изображенной на рисунке соответствующего варианта, и связанные с ней давление и расход. Определить режим работы каждого вентилятора. При выполнении задания использовать в качестве образца примеры решения на стр. 29–31.

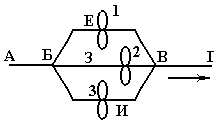


Рис. 8

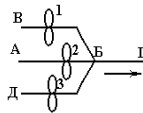


Рис. 9

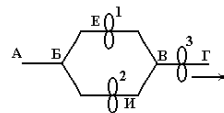


Рис. 10

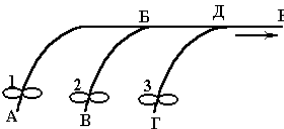


Рис. 11

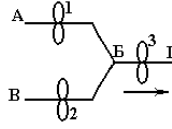


Рис. 12

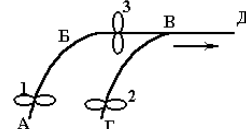


Рис. 13

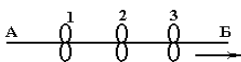


Рис. 14

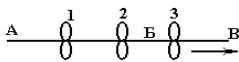


Рис. 15

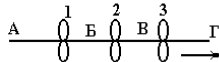


Рис. 16

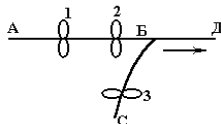


Рис. 17

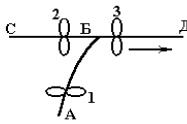


Рис. 18

Таблица 4

№ варианта	Характеристика сети: $\Delta\%P'_c = kL^2$ , $L, \text{м}^3/\text{ч}$ , $P, \text{Па}$	Характеристика вентилятора						Схема соединения, № рис.
		Подача, $\text{м}^3/\text{ч}$			Давление, Па			
		$L_1$	$L_2$	$L_3$	$P_1$	$P_2$	$P_3$	
1	$1,1 \cdot 10^{-5}$	0	1052	2622	154	130	34	8
2	$8,3 \cdot 10^{-6}$	0	957	2384	108	89	10	9
3	$7,5 \cdot 10^{-6}$	0	261	574	41	34	5	10
4	$6,5 \cdot 10^{-6}$	0	1340	3337	244	205	50	11
5	$8,5 \cdot 10^{-6}$	0	1486	3852	354	297	70	12
6	$1,2 \cdot 10^{-5}$	0	1723	4291	390	326	70	13
7	$6,4 \cdot 10^{-6}$	0	2106	5244	578	483	100	14
8	$8,8 \cdot 10^{-6}$	0	2489	8198	817	684	150	15
9	$1,1 \cdot 10^{-5}$	0	1052	2622	154	130	34	16
10	$8,3 \cdot 10^{-6}$	0	957	2384	108	89	10	17
11	$6,4 \cdot 10^{-6}$	0	2106	5244	578	483	100	18
12	$8,3 \cdot 10^{-6}$	0	957	2384	108	89	10	8
13	$1,1 \cdot 10^{-5}$	0	1052	2622	154	130	34	9
14	$6,5 \cdot 10^{-6}$	0	1340	3337	244	205	50	10
15	$7,5 \cdot 10^{-6}$	0	261	574	41	34	5	11
16	$1,2 \cdot 10^{-5}$	0	1723	4291	390	326	70	12
17	$8,5 \cdot 10^{-6}$	0	1486	3852	354	297	70	13
18	$8,8 \cdot 10^{-6}$	0	2489	8198	817	684	150	14

№ варианта	Характеристика сети: $\Delta P'_c = kL^2$ , $L$ , м <sup>3</sup> /ч, $P$ , Па	Характеристика вентилятора						Схема соединения, № рис.	
		$k$	Подача, м <sup>3</sup> /ч			Давление, Па			
			$L_1$	$L_2$	$L_3$	$P_1$	$P_2$		$P_3$
19	$6,4 \cdot 10^{-6}$	0	2106	5244	578	483	100	15	
20	$8,3 \cdot 10^{-6}$	0	957	2384	108	89	10	16	
21	$1,1 \cdot 10^{-5}$	0	1052	2622	154	130	34	17	
22	$7,5 \cdot 10^{-6}$	0	261	574	41	34	5	18	
23	$1,1 \cdot 10^{-5}$	0	1052	2622	154	130	34	10	
24	$8,3 \cdot 10^{-6}$	0	957	2384	108	89	10	11	
25	$7,5 \cdot 10^{-6}$	0	261	574	41	34	5	12	
26	$6,5 \cdot 10^{-6}$	0	1340	3337	244	205	50	13	
27	$8,5 \cdot 10^{-6}$	0	1486	3852	354	297	70	14	
28	$1,2 \cdot 10^{-5}$	0	1723	4291	390	326	70	15	
29	$6,4 \cdot 10^{-6}$	0	2106	5244	578	483	100	16	
30	$8,8 \cdot 10^{-6}$	0	2489	8198	817	684	150	17	
31	$1,1 \cdot 10^{-5}$	0	1052	2622	154	130	34	18	
32	$8,3 \cdot 10^{-6}$	0	957	2384	108	89	10	8	

## Контрольная работа №2

### Работа насосов и компрессоров

**Задача 5.** Определить полный напор насоса производительностью  $Q$ , если известны следующие величины: диаметр всасывающего патрубка  $d_{вс}$ , диаметр напорного патрубка  $d_n$ , показания манометра на напорном патрубке  $p_m$ , показания вакуумметра на всасывающем патрубке  $p_v$ , расстояние между точками замера  $p_m$  и  $p_v$  –  $\Delta h$ . Данные, необходимые для решения задачи, взять из табл. 5, учитывая, что 1 ат =  $9,81 \cdot 10^4$  Па.

*Указание.* Задачу 1 решать, пользуясь формулой (7.1), стр. 32.

Таблица 5

№ варианта	Производительность насоса $Q$ , л/с	Диаметр всасывающей трубы $d_{вс}$ , мм	Диаметр напорного патрубка $d_n$ , мм	Показания манометра $p_m$ , ат	Показания вакуумметра $p_v$ , ат	Расстояние между точками замера $\Delta h$ , м
1	140	250	200	3,5	1,0	0,3
2	175	260	210	3,5	1,0	0,3
3	220	270	220	4,5	1,0	0,3
4	280	280	230	8,5	2,3	0,5
5	350	280	240	8,5	2,3	0,5
6	555	290	250	10,8	1,4	0,7
7	594	290	260	10,8	1,4	0,7
8	889	300	270	12,5	1,9	0,9
9	180	260	210	4,5	1,2	0,4
10	190	270	220	4,5	1,3	0,4
11	20	100	80	3,5	2,0	0,1
12	45	120	100	4,4	2,2	0,2
13	90	190	140	6,6	2,3	0,6
14	80	180	130	6,6	2,3	0,6
15	55	150	100	4,4	2,2	0,6
16	89	190	140	6,8	2,6	0,6
17	140	250	210	8,8	0,4	0,8
18	175	260	220	8,8	0,4	0,8
19	220	270	230	8,8	0,4	0,8
20	280	280	240	12,7	1,8	1,1
21	350	280	250	12,7	1,8	1,1
22	555	290	260	14,5	2,3	1,1
23	594	290	270	14,5	2,3	1,1
24	889	300	280	14,5	2,3	1,3
25	180	250	190	9,3	1,0	0,4
26	190	250	190	9,3	1,0	0,3
27	20	90	40	4,5	1,9	0,2
28	140	240	200	7,7	1,6	0,5
29	889	320	300	12,5	2,2	0,8
30	180	240	200	10,3	3,1	0,4
31	190	240	200	10,3	3,1	0,4
32	200	250	200	10,3	3,1	0,4

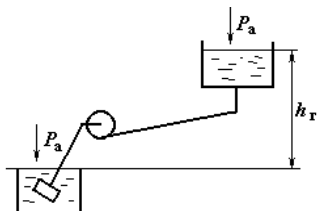


Рис. 19

**Задача 6.** Центробежный насос перекачивает воду по трубопроводу (рис. 19) длиной  $l = 900$  м,  $d = 120$  мм, коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,05$ ,  $\Sigma \xi = 14$  – суммарный коэффициент местных сопротивлений. Перепад между уровнями жидкости в напорном и расходном резервуарах  $h_r$ . Марка насоса и высота  $h_r$ , а также ее знак определяются в соответствии с

вариантом из табл. 6. Необходимо найти:

1. Подачу, напор и мощность, потребляемую насосом.
2. Подачу воды в трубопровод при последовательном включении двух одинаковых насосов.
3. Подачу воды в трубопровод при параллельном включении двух одинаковых насосов.
4. Как изменится подача и напор насоса при уменьшении частоты вращения рабочего колеса на 20%?

При выполнении задания использовать в качестве образца пример решения на стр. 33.

Таблица 6

№ варианта	Высота $h_r$ , м	Марка насоса	№ варианта	Высота $h_r$ , м	Марка насоса
1	15	К 8/18	17	16	К 8/18
2	23	К 20/30	18	20	К 20/30
3	15	К 20/18	19	16	К 20/18
4	17	К45/55	20	19	К45/55
5	0	К 45/30	21	-1	К 45/30
6	-99	К 90/85	22	-101	К 90/85
7	-92	К 90/55	23	-93	К 90/55
8	-101	К 90/35	24	-103	К 90/35
9	-68	К 90/20	25	-70	К 90/20



Окончание табл. 6

№ варианта	Высота $h_r$ , м	Марка насоса	№ варианта	Высота $h_r$ , м	Марка насоса
10	-313	К 160/30	26	-314	К 160/30
11	-363	К 160/20	27	-365	К 160/20
12	-869	К 290/30	28	-880	К 290/30
13	-896	К 290/18	29	-898	К 290/18
14	-98	К 90/85	30	-69	К 90/20
15	-104	К 90/35	31	18	К45/55
16	-367	К 160/20	32	-890	К 290/30

Таблица 7

Характеристики центробежных насосов типа К

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	КПД	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	КПД	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>
К 8/18	1,6	20,3	0,440	2900	К 90/85	18,0	98	0,630	2900
	3,0	17,4	0,555			25	91	0,680	
	3,9	14,0	0,530			32	81	0,685	
						37,5	72,5	0,660	
К 20/30	2,8	34,5	0,506	2900	К 90/55	19,4	59,0	0,655	2900
	5,5	30,8	0,640			25,0	54,9	0,710	
	8,3	24,0	0,635			30,4	47,8	0,690	
						33,4	43,0	0,660	
К 20/18	3,0	21,0	0,56	2900	К 90/35	18	37,7	0,72	2900
	5,5	18,5	0,68			25	34,6	0,780	
	6,1	17,5	0,66			33,3	28,0	0,745	

Окончание табл. 7

Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	КПД	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	Марка насоса	Подача, л/с	Напор, м	КПД	Частота вращения, мин <sup>-1</sup>
К 20/30	2,8	34,5	0,506	2900	К 90/55	19,4	59,0	0,655	2900
	5,5	30,8	0,640			25,0	54,9	0,710	
	8,3	24,0	0,635			30,4	47,8	0,690	
К 45/55	8,3	62	0,544	2900	К 90/20	16,7	25,7	0,760	2900
	12,5	57	0,635			22,2	22,8	0,795	
	16,7	50	0,663			27,8	18,9	0,770	
	19,5	44,5	0,630						
К 45/30	8,3	34,8	0,620	2900	К 160/30	30,6	36,5	0,700	1450
	12,5	31,0	0,710			38,8	35,9	0,750	
	15,0	27,0	0,715			47,2	32,5	0,765	
К 90/85	18,0	98	0,630	2900	К 160/20	30,6	22,7	0,760	1450
	25	91	0,680			44,5	20,1	0,810	
	32	81	0,685			55,6	17,1	0,790	
	37,5	72,5	0,660						
К 290/18	61,0	20,7	0,805	1450	К 290/30	61,6	32,0	0,800	1450
	79,1	18,9	0,835			77,8	29,1	0,825	
	100	15,0	0,775			94,5	25,4	0,790	

**Задача 7.** При работе на сеть с расходной характеристикой  $k$  трехцилиндровый поршневой насос двойного действия Т-10/140 поднимает воду на высоту  $h$ . Используя его характеристику (рис. 20), необходимо определить давление, подачу, полезную и полную мощность, а также частоту вращения кривошипно-шатунного механизма, с которым насос будет работать в данной сети.

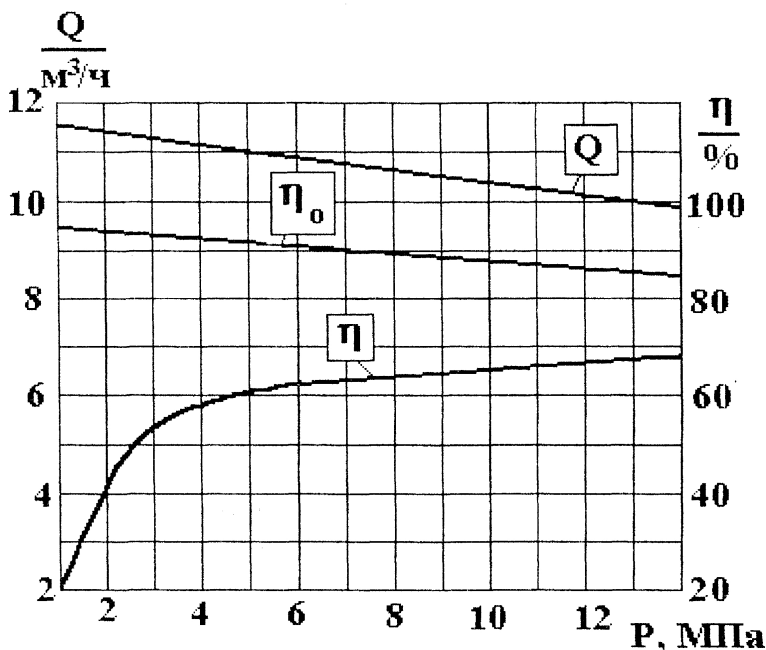


Рис. 20.

Площадь поршня  $F = 30 \text{ см}^2$ , ход поршня  $S = 7,7 \text{ см}$ , Другие данные необходимые для решения задачи взять из табл. 8.

*Указание.* График характеристики сети строить, пользуясь соотношением

$$Q = \sqrt{\frac{1}{k} \left( \frac{P}{\gamma} - h_r \right)},$$

которое вытекает из уравнения  $P = \gamma(h_r + kQ^2)$ . Давление, подача и коэффициенты  $\eta_0$  и  $\eta$  насоса в данной сети определяются рабочей точкой – точкой пересечения характеристики сети и кривой  $Q$ . Полная и полезная мощность, частота вращения кривошипно-шатунного механизма определяются по формулам (7.4) – (7.6), стр. 32.

Таблица 8

№ варианта	Высота $h_r$ , м	Расходная характеристика сети $k$ , м/(м <sup>3</sup> /ч) <sup>2</sup>	№ варианта	Высота $h_r$ , м	Расходная характеристика сети $k$ , м/(м <sup>3</sup> /ч) <sup>2</sup>
1	300	10,2	17	110	0,3
2	355	8,6	18	120	0,6
3	100	9,6	19	80	1,4
4	150	7,9	20	40	2,1
5	140	6,8	21	60	2,4
6	180	5,4	22	150	2,1
7	220	4,2	23	230	1,9
8	200	3,5	24	300	1,7
9	240	2,2	25	160	4,3
10	250	1,3	26	180	3,6
11	260	0,4	27	200	3,9
12	280	10,9	28	210	4,3
13	330	9,3	29	30	7,1
14	350	6,7	30	90	8,4
15	380	5,5	31	170	8,8
16	390	4,2	32	270	8,9

*Задача 8.* Одноцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от атмосферного давления  $P_1 = 0,1$  МПа до требуемого давления  $P_2$ . Определить эффективную мощность привода компрессора и необходимую мощность электродвигателя с запасом 10 % на перегрузку, если диаметр цилиндра  $D$ , ход поршня  $S$ , частота вращения вала  $n$ , относительный объем вредного пространства  $\delta = 0,05$ , показатель политропы расширения остающегося во вредном объеме газа  $m$ , коэффициент, учитыва-

ющий уменьшение давления газа при всасывании.  $\eta_p = 0,94$  и эффективный адиабатный КПД компрессора  $\eta_{e, ад} = 0,75$ . Данные для расчета принять по табл. 9. При выполнении задания использовать в качестве образца пример решения на стр. 37.

Таблица 9

Вариант	$P_2$ , МПа	$D$ , м	$S$ , м	$N$ , 1/с	$m$
1	0,50	0,10	0,1	6,67	1,30
2	0,55	0,12	0,12	7,00	1,35
3	0,60	0,15	0,15	7,50	1,33
4	0,65	0,17	0,17	7,92	1,37
5	0,70	0,2	0,2	8,33	1,34
6	0,75	0,17	0,17	8,83	1,33
7	0,8	0,15	0,15	9,17	1,35
8	0,85	0,12	0,12	9,67	1,36
9	0,9	0,10	0,10	10,00	1,37
10	0,95	0,12	0,12	10,33	1,30
11	1,00	0,15	0,15	11,33	1,35
12	0,95	0,17	0,17	11,67	1,33
13	0,9	0,15	0,15	12,00	1,37
14	0,85	0,12	0,12	12,50	1,34
15	0,8	0,10	0,10	12,00	1,35
16	0,75	0,13	0,13	11,67	1,3
17	0,7	0,15	0,15	11,33	1,31
18	0,65	0,18	0,18	10,83	1,33
19	0,6	0,20	0,20	10	1,32
20	0,55	0,17	0,17	9,17	1,30
21	0,75	0,12	0,12	10,00	1,37

Вариант	$P_2$ , МПа	$D$ , м	$S$ , м	$N$ , 1/с	$m$
22	0,85	0,13	0,13	10,33	1,34
23	0,8	0,14	0,14	11,33	1,33
24	0,75	0,15	0,15	11,67	1,35
25	0,7	0,16	0,16	12,00	1,36
26	0,65	0,17	0,17	13	1,3
27	0,60	0,18	0,18 <td 7,92	1,33	
28	0,65	0,19	0,19	8,33	1,37
29	0,70	0,2	0,2	8,83	1,34
30	0,75	0,12	0,12	9,17	1,33
31	0,8	0,15	0,15	9,67	1,35
32	0,85	0,18	0,18	10,00	1,38

### 3. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ НА СЕТЬ

#### 3.1. Давление вентилятора, работающего в сети

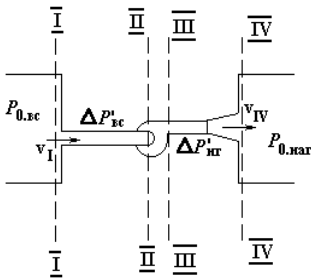


Рис. 21

Рассмотрим случай, когда вентилятор засасывает воздух из резервуара настолько большой величины, что статическое давление в нем  $P_{0,вс}$  можно считать все время постоянным, затем перемещает воздух по всасывающему участку и через нагнетательный участок выбрасывает его во второй резервуар, давление в котором  $P_{0,наг}$  также не изменяется, причем  $P_{0,наг} \neq P_{0,вс}$  (рис. 21).

Полное давление, развиваемое вентилятором при работе в данной сети, можно определить по следующей формуле:

$$P = P_{\text{III}} - P_{\text{II}} = (P_{0.\text{нг}} - P_{0.\text{вс}}) + (\Delta P'_{\text{вс}} + \Delta P'_{\text{нг}}) + P_{\text{д.с.}}, \quad (6.1)$$

где  $\Delta P'_{\text{вс}}$ ,  $\Delta P'_{\text{нг}}$  – потери давления на всасывающем и нагнетательном участках сети,  $P_{\text{д.с}} = \rho v_{\text{IV}}^2/2$  – динамическое давление воздуха на выходе из сети.

В обычных вентиляционных системах, где давления в объемах всасывания и нагнетания одинаковы и соответствуют барометрическому, последнее уравнение упрощается и принимает вид:

$$P = (\Delta P'_{\text{вс}} + \Delta P'_{\text{нг}}) + P_{\text{д.с.}} \quad (6.2)$$

Фактические производительность, давление, потребляемая мощность и КПД вентилятора, работающего в сети, соответствуют точке пересечения кривой полного давления вентилятора с характеристикой этой сети; эту точку принято называть рабочей точкой. Вентилятор, работая с различной частотой и на сети с разными характеристиками, будет подавать разные объемы воздуха и создавать различные давления.

Потеря давления в обычной вентиляционной сети воздуховодов определяется уравнением

$$\Delta P_c = \lambda l \frac{\Pi}{f} \rho \frac{v^2}{2} + \sum \xi \rho \frac{v^2}{2}, \quad (6.3)$$

где  $\xi$  – коэффициент трения в воздуховоде,  $l$  – длина воздуховода,  $\Pi$  – периметр сечения воздуховода,  $f$  – площадь сечения воздуховода,  $\rho$  – плотность воздуха,  $\sum \xi$  – суммарный коэффициент потерь на местных сопротивлениях,  $v$  – скорость воздуха. Для одной и той же сети уравнение (6.3) можно записать как

$$\Delta P'_c = kL^2. \quad (6.4)$$

Статическое давление вентилятора ( $P_s$ ), работающего в вентиляционной сети, расходуется на преодоление сопротивления сети за вычетом разности между динамическим давлением

на выходе воздуха из вентилятора ( $P_d$ ) и динамическим давлением на выходе воздуха из сети:

$$P_s = \Delta P'_c - (P_d - P_{д.с}). \quad (6.5)$$

*Пример.* Подобрать дутьевой вентилятор для подачи воздуха  $L = 2000 \text{ м}^3/\text{ч}$  из резервуара с постоянным давлением  $P_{0.вс} = 100 \text{ Па}$  в резервуар с постоянным давлением  $P_{0.нг} = 150 \text{ Па}$ , через сеть воздуховодов, сопротивление которых при данном расходе воздуха составляет  $\Delta P'_c = 70 \text{ Па}$ ; площадь сечения выхода из нагнетательного воздуховода в резервуар, куда нагнетается воздух,  $F = 0,2 \text{ м}^2$ . Подобрать дутьевой вентилятор, когда оба резервуара открыты.

*Решение.* Скорость выхода воздуха из нагнетательного воздуховода

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F} = \frac{2000}{3600 \cdot 0,2} \approx 2,8 \text{ м/с.}$$

Динамическое давление в этом сечении

$$P_{д.с} = \rho v^2 / 2 = 1,2 \cdot 2,8^2 / 2 \approx 4,7 \text{ Па.}$$

Вентилятор должен создавать давление

$$P = (P_{0.нг} - P_{0.вс}) + \Delta P'_c + P_{д.с} = (150 - 100) + 70 + 4,7 = 124,7 \text{ Па.}$$

С помощью характеристик вентиляторов, приведенных в приложении, выбираем нагнетатель, обеспечивающий при расходе  $2000 \text{ м}^3/\text{ч}$  давление чуть большее  $124,7 \text{ Па}$ , это вентилятор 06-300 № 3,2 с угловой скоростью вращения рабочего колеса  $\omega = 250 \text{ рад/с}$ , что соответствует частоте вращения

$$n = \omega / (2\pi) = 25060 / 6,28 = 2389 \text{ мин}^{-1}.$$

Если оба резервуара открыть, то давление в них будет барометрическим, и вентилятор должен обеспечить давление

$$P = \Delta P'_c + P_{д.с} = 70 + 4,7 = 74,7 \text{ Па.}$$

Можно выбрать вентилятор 06-300 № 6,3 с угловой скоростью вращения рабочего колеса  $\omega = 100 \text{ рад/с}$ , что соответствует частоте вращения  $n = 100 \cdot 60 / 6,28 = 955 \text{ мин}^{-1}$ .



### 3.2. Статическое давление вентилятора, работающего в сети

Статическое давление вентилятора, работающего в вентиляционной сети, расходуется на преодоление сопротивления сети за вычетом разности между динамическим давлением на выходе воздуха из вентилятора ( $P_d$ ) и динамическим давлением на выходе воздуха из сети:

$$P_s = \Delta P'_c - (P_d - P_{д.с}). \quad (6.6)$$

*Пример.* Подобрать вентилятор при условии, что он должен иметь подачу воздуха  $L = 6000 \text{ м}^3/\text{ч}$ , потеря давления в сети  $\Delta P'_c = 200 \text{ Па}$ , площадь сечения выхода из сети равна площади сечения выхода из вентилятора  $F_v = 0,37 \text{ м}^2$ . Как осуществить включение в сеть дополнительного сопротивления с потерей давления  $\Delta P'_{\text{доп}} = 7 \text{ Па}$ , не меняя вентилятора и его частоты вращения? Потерю давления в диффузоре считать известной, принять  $\Delta P'_d = 2 \text{ Па}$ .

*Решение.* Для определения динамического давления найдем скорость воздуха, вытекающего из сети и соответствующее динамическое давление:

$$v = \frac{L}{3600 \cdot F} = \frac{6000}{3600 \cdot 0,37} = 4,5 \text{ м/с};$$

$$P_{д.с} = P_d = \rho v^2 / 2 = 1,2 \cdot 4,5^2 / 2 = 12,15 \text{ Па}.$$

Вычислим полное давление вентилятора

$$P = \Delta P'_c + P_{д.с} = 200 + 12 = 212 \text{ Па}.$$

С помощью характеристик вентиляторов, приведенных в приложении, выбираем вентилятор 06-300 № 5 с угловой скоростью вращения рабочего колеса  $\omega = 200 \text{ рад/с}$ , что соответствует частоте вращения

$$n = \omega 60 / (2\pi) = 200 \cdot 60 / 6,28 = 1910 \text{ мин}^{-1}.$$

После подключения дополнительного сопротивления в 7 Па, давление, создаваемое вентилятором, остается прежним – 212 Па. Определим динамическое давление воздуха на выходе из сети

$$P_{д.с} = P - \Delta P'_c - \Delta P'_d = 212 - 200 - 2 = 10 \text{ Па}.$$

Такое динамическое давление может быть получено при

скорости

$$v_1 = \sqrt{2P_{д.с}/\rho} = \sqrt{2 \cdot 10/1,2} = 4,1 \text{ м/с.}$$

Площадь сечения выхода из сети (диффузора) должна быть

$$F_1 = \frac{L}{3600 v_1} = \frac{L}{3600 \cdot 4,1} = 0,407 \text{ м}^2.$$

Установка диффузора с площадью сечения выхода  $0,407 \text{ м}^2$  позволяет вентилятору преодолеть добавочное сопротивление, присоединенное к сети.

### 3.3. Некоторые характерные случаи работы вентиляторов

Для более ясного и правильного представления об особенностях работы вентиляторов в сети весьма полезно рассмотреть некоторые характерные случаи такой работы и для сравнения – работу вентилятора без сети.

*Пример.* Вначале вентилятор работает без сети, затем к нему подключается сеть (рис. 22). Потеря давления в диффузоре  $\Delta P'_д = 30 \text{ Па}$ ; динамическое давление на выходе из диффузора  $P_{д.д} = 50 \text{ Па}$ ; динамическое давление вентилятора  $P_d = 150 \text{ Па}$ ; потеря давления во всасывающей сети  $\Delta P'_{вс} = 100 \text{ Па}$ ; потеря давления в нагнетательной сети  $\Delta P'_{нт} = 150 \text{ Па}$ . Необходимо построить эпюру давлений в сети, выяснить, как влияют указанные различия на полное давление вентилятора, в координатах  $P, L$  показать, куда сместится рабочая точка вентилятора после подключения к нему сети, если он будет работать с той же частотой вращения. Что нужно сделать, чтобы вентилятор после подключения сети подавал тот же объем воздуха?

*Решение.* В случае, когда вентилятор работает без сети, уравнение (2.7) примет вид  $P^1 = P_d = 150 \text{ Па}$ ; статическое давление  $P_s^1 = 0$ ; режим вентилятора соответствует рабочей точке А на характеристике вентилятора (рис. 23). На эпюре давлений с линией барометрического давления **аб** полное давление изображе-

но столбиком  $P_d$ . Пусть вентилятор работает на сеть, тогда, учитывая, что  $P_d^V = P_{д.д} = 50$  Па, полное давление, создаваемое вентилятором, можно найти следующим образом:

$$P = \Delta P'_{вс} + \Delta P'_{нг} + \Delta P'_d + P_d^V = 100 + 150 + 30 + 50 = 330 \text{ Па.}$$

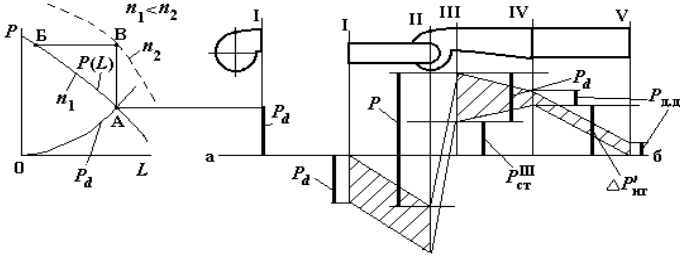


Рис. 22

Составим уравнение Бернулли для сечений IV и V:

$$P_{ст}^{IV} + P_d^{IV} = P_{ст}^V + P_d^V + \Delta P'_{нг},$$

$P_d^{IV} = P_d^V = P_{д.д} = 50$  Па и  $P_{ст}^V = 0$ , следовательно,  $P_{ст}^{IV} = \Delta P'_{нг} = 150$  Па, а полное давление в сечениях IV и V:

$$P^{IV} = P_{ст}^{IV} + P_{д.д} = 150 + 50 = 200 \text{ Па;}$$

$$P^V = P_d^V = P_{д.д} = 50 \text{ Па.}$$

Составим уравнение Бернулли для сечений III и IV:

$$P_{ст}^{III} + P_d^{III} = P_{ст}^{IV} + P_d^{IV} + \Delta P'_d,$$

$P_d^{III} = P_d = 150$  Па,  $P_d^{IV} = P_{д.д} = 50$  Па и  $P_{ст}^{IV} = 150$ , следовательно,  $P_{ст}^{III} = (150 + 50 + 30) - 150 = 80$  Па, а  $P^{III} = 80 + 150 = 230$  Па.

Далее определим полное давление в сечении II:

$$P^{II} = P^{III} - P = 230 - 330 = -100 \text{ Па;}$$

$P_d^{II} = P_d^I = P_d = 150$  Па, следовательно,

$$P_{ст}^{II} = -100 - 150 = -250 \text{ Па, } P^I = P^{II} - \Delta P'_{вс} = 0, P_{ст}^I = P_d^I = 150 \text{ Па.}$$

Все давления изображены на эпюре столбиками (рис. 23). Если вентилятор будет работать с той же частотой, что и до подключения диффузора, то его рабочая точка сместится влево по характеристике в положение Б. Для того чтобы вентилятор работал с той же подачей, что и до подключения диффузора, нужно увеличить его частоту вращения – рабочая точка В.

### 3.4. Совместная работа вентиляторов

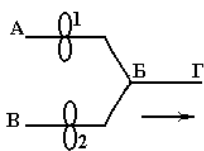


Рис. 23

Вентиляторы могут работать параллельно, последовательно, одновременно параллельно и последовательно.

Схема параллельной работы двух и более вентиляторов рекомендуется для увеличения подачи воздуха. В случае параллельного соединения (рис. 23) происходит сложение расходов при одинаковых давлениях:

$$L_c = L_1 + L_2 + \dots + L_n \% = \sum_{i=1}^n L_i, \quad P_1 = P_2 = \dots = P_n.$$

При последовательной работе (рис.14) складываются давления, а протекающий через нагнетатель расход остается постоянным:

$$P_c = P_1 + P_2 + \dots + P_n \% = \sum_{i=1}^n P_i, \quad L_1 = L_2 = \dots = L_n.$$

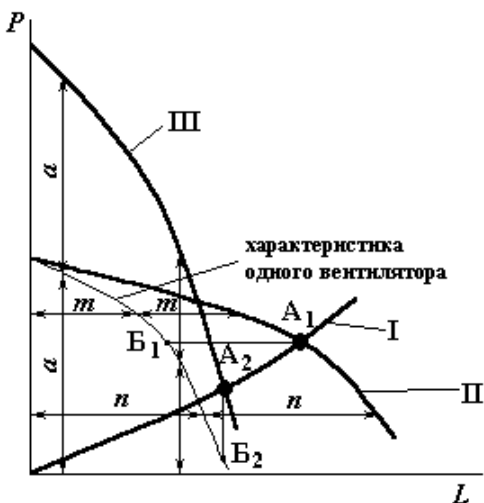


Рис. 24

Построение суммарной кривой давления двух одинаковых параллельно работающих вентиляторов показано на рис. 24. Абсциссы, представляющие собой расход каждого вентилятора, складываются при каждом значении давления. Подача двух вентиляторов соответствует точке А<sub>1</sub> пересечения характеристики сети (кривая I) с суммарной характеристикой двух параллельно работающих

вентиляторов (кривая II). Режим работы каждого вентилятора определяется точкой Б<sub>1</sub>.

Схема последовательной работы вентиляторов (рис. 14) применяется для увеличения величины давления. Построение суммарной характеристики двух одинаковых последовательно работающих вентиляторов показано на рис. 24; отрезки, представляющие собой давления вентиляторов при каждом значении расхода воздуха, складываются. Подача двух вентиляторов соответствует точке А<sub>2</sub> пересечения характеристики сети (кривая I) с суммарной характеристикой двух последовательно работающих вентиляторов (кривая III). Режим работы каждого вентилятора определяется точкой Б<sub>2</sub>.

Если имеется одновременно параллельное и последовательное соединение вентиляторов, то в зависимости от расположения элементов сети применяются принципы расчета как параллельного соединения, так и последовательного.

*Пример 1.* По известной характеристике вентилятора и характеристике участка сети (все вентиляторы одинаковые, все участки, обозначенные на рис. 23, имеют одинаковые характеристики), определить положение общей рабочей точки двух вентиляторов, работающих совместно по схеме, изображенной на рис.

23, и соответствующие ей давление и расход. Определить режим работы каждого вентилятора.

*Решение.* Графическое решение данной задачи показано на рис. 25. Пусть известна характеристика одного вентилятора – кривая P (линия I) и характеристика каждого участка

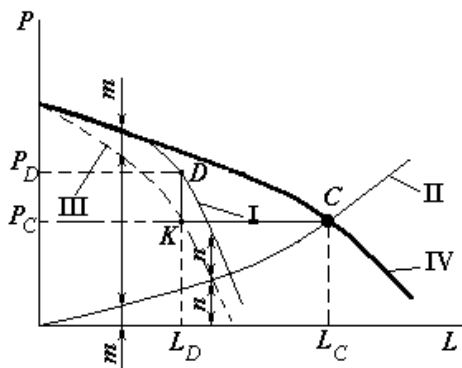


Рис. 25

сети – кривая  $\Delta P'_c$  (линия II). Строим характеристику одного вентилятора, отнесенную к точке соединения Б – кривую  $P - \Delta P'_c$  (III), вычитая из отрезков, представляющих собой давления вентилятора при каждом значении расхода воздуха, соответствующие потери давления на подводящих участках. Затем строим, как было описано выше (см. рис. 26), характеристику двух одинаковых параллельно работающих вентиляторов, но уже отнесенную к точке Б – кривую IV, которая получается путем удвоения абсцисс кривой III:  $(P - \Delta P'_c) + (P - \Delta P'_c) = 2(P - \Delta P'_c)$ . Точка С – точка пересечения кривых IV и III и будет рабочей точкой двух вентиляторов, работающих совместно, ей соответствует расход  $L_C$  и давление  $P_C$ . Определение режима работы каждого вентилятора производится построением, противоположным построению суммарной характеристики. Проводим горизонтальную прямую от точки С до пересечения с кривой III. Полученная точка К не соответствует рабочей точке вентилятора, так как кривая не представляет собой характеристики самого вентилятора. Для получения режима работы непосредственно самих вентиляторов следует восстановить перпендикуляр из точки К до пересечения с кривой I. Точка D и будет искомой рабочей точкой, т. е. каждый вентилятор развивает давление  $P_D$  и подает воздух в объеме  $L_D$ .

*Пример 2.* По известной характеристике вентилятора и характеристике участка сети (все вентиляторы одинаковые, все участки, обозначенные на рис. 15, имеют одинаковые характеристики), определить положение общей рабочей точки трех вентиляторов, работающих совместно по схеме, изображенной на рис. 15, и соответствующие ей давление и расход. Определить режим работы каждого вентилятора.

*Решение.* Графическое решение данной задачи показано на рис. 26. Пусть известна характеристика одного вентилятора – кривая  $P$  (линия I) и характеристика каждого участка сети – кривая  $\Delta P'_c$  (линия II). Так же, как и на рис. 11, строим характери-

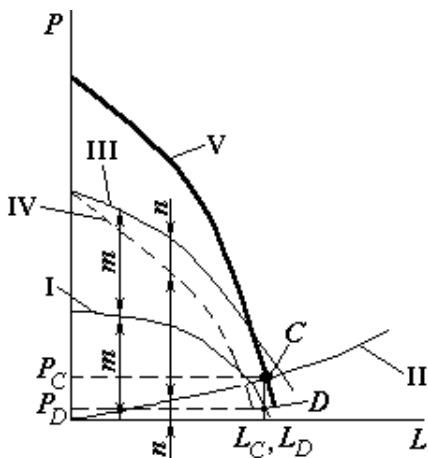


Рис. 26

Р'с (линия IV). Затем, после сложения соответствующих ординат кривых IV и I получим суммарную характеристику вентиляторов 1, 2 и 3 – кривую  $(2P - \Delta P'_c) - P$  (линия V). Точка C – точка пересечения кривых V и II и будет рабочей точкой трех вентиляторов, работающих совместно, ей соответствует расход  $L_C$  и давление  $P_C$ . Определение режима работы каждого вентилятора производится построением, противоположным построению суммарной характеристики. Проводим вертикальную прямую от точки C до пересечения с кривой I. Полученная точка D и будет искомой рабочей точкой, т.е. каждый вентилятор развивает давление  $P_D$  и подает воздух в объеме  $L_D$ .

стику двух одинаковых последовательно работающих на участке АБ вентиляторов 1 и 2 – кривую  $P + P = 2P$  (линия III), которая получается путем удвоения ординат кривой I. Затем необходимо учесть сопротивление участка АБ, для этого вычтем из ординат кривой III соответствующие ординаты кривой II, получим характеристику вентиляторов 1, 2, отнесенную к точке Б – кривая  $2P - \Delta$

#### 4. РАБОТА НАСОСОВ НА СЕТЬ

Центробежные насосы относятся к классу динамических насосов, а поршневые насосы относятся к объемным насосам.

Объемная подача насоса  $Q$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) – объем жидкости, подаваемый насосом в единицу времени. Применяются также понятия массовая подача  $Q_m$  ( $\text{кг}/\text{с}$ ) и весовая подача  $Q_G$  ( $\text{Н}/\text{с}$ ).

Полным напором насоса  $H$  называется количество энергии, сообщаемое насосом одному килограмму перекачиваемой жидкости

$$H = \frac{p_M - p_B}{\gamma} + \Delta h + \frac{v_n^2 - v_{вс}^2}{2g}, \quad (7.1)$$

где  $H$  – напор, м;  $p_M$  и  $p_B$  – давления соответственно в напорном и всасывающем патрубках трубопроводов насоса, Па;  $\Delta h = z_M - z_B$  – расстояние по вертикали между точками установки манометра и вакуумметра, м;  $v_n$  и  $v_{вс}$  – скорости в нагнетательном и всасывающем патрубках, м/с;  $\gamma$  – удельный вес жидкости. Давление насоса  $p$  определяется зависимостью

$$p = \gamma H. \quad (7.2)$$

Производительность поршневого насоса ( $Q$ , м<sup>3</sup>/с) определяется по формулам:

$$\text{простого действия} \quad Q = \eta_0 \frac{FSn}{60}, \quad (7.3)$$

$$\text{двойного действия} \quad Q = \eta_0 \frac{(2F - f) Sni}{60}, \quad (7.4)$$

где  $F$  – площадь поршня, м<sup>2</sup>;  $f$  – площадь сечения штока, м<sup>2</sup>;  $S$  – ход поршня, м;  $n$  – частота вращения, об/мин;  $\eta_0$  – объемный КПД (обычно 0,85–0,99);  $i$  – число цилиндров.

Полезная мощность насоса ( $N_{пол}$ , Вт) определяется по формуле

$$N_{пол} = \gamma QH. \quad (7.5)$$

Мощность, потребляемая насосом ( $N_{нас}$ , Вт),

$$N_{нас} = N_{пол} / \eta_n. \quad (7.6)$$

Полный КПД  $\eta_n$  для поршневых насосов равен 0,6–0,9; для центробежных 0,77–0,88.

Кавитационный запас ( $\Delta h_k$ ) – превышение полного напора жидкости во всасывающем патрубке насоса над давлением  $p_{н.п}$  насыщенных паров этой жидкости



$$\Delta h_k = \frac{p_B}{\gamma} + \frac{v_B^2}{2g} - \frac{p_{н.п.}}{\gamma}. \quad (7.7)$$

Характеристика насоса – графическая зависимость основных технических показателей от подачи для динамических (например, центробежных) насосов и от давления – для объемных (например, поршневых) насосов при постоянных значениях частоты вращения рабочих органов, вязкости и плотности жидкости на входе в насос.

Характеристика насосной установки, представляющая собой зависимость потребного напора от расхода, строится по уравнению

$$H_{\text{потр}} = h_{\text{ст}} + h_{\text{п}} = h_{\text{ст}} + KQ^2, \quad (7.8)$$

где  $h_{\text{ст}} = \Delta z + p_{\text{изб}}/\gamma$ ;  $\Delta z$  – разность уровней жидкости в напорном и расходном резервуарах;  $p_{\text{изб}}$  – избыточное давление в напорном резервуаре;  $h_{\text{п}}$  – полная потеря напора в трубопроводе;  $K$  – расходная характеристика.

*Пример.* Центробежный насос поднимает воду на высоту  $h_T = 10$  м, по трубопроводу (рис. 19) длиной  $l = 800$  м,  $d = 200$  мм, коэффициент гидравлического трения  $\lambda = 0,05$ ,  $\Sigma \xi = 22$  – суммарный коэффициент местных сопротивлений. Марка насоса К 90/20. Необходимо определить:

1. Подачу, напор и мощность, потребляемую насосом.
2. Подачу воды в трубопровод при последовательном включении двух одинаковых насосов.
3. Подачу воды в трубопровод при параллельном включении двух одинаковых насосов.
4. Как изменится подача и напор насоса при уменьшении частоты вращения рабочего колеса на 20 %?

*Решение.* По уравнению (8.6) определяем характеристику насосной установки:

$$H_{\text{потр}} = h_r + \frac{8}{g(\pi d^2)^2} \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \xi \right) Q^2 = \quad (9.8)$$

$$= 10 + \frac{8}{9,8(3,14 \cdot 0,2^2)^2} \left( 0,05 \frac{800}{0,2} + 22 \right) Q^2 \approx 10 + 22313 Q^2.$$

В формулу (9.8) подставляются значения  $Q$  в м<sup>3</sup>/с; удобнее пользоваться другой формулой:

$$H_{\text{потр}} \approx 10 + 0,022313 Q^2, \quad (10.8)$$

в которую значения расхода  $Q$  подставляются уже в л/с. Задаем значения расхода  $Q$  и рассчитываем  $H_{\text{потр}}$ , результаты измерений заносим в табл. 10.

Таблица 10

Q, л/с	0	5	10	15	20	24	28	32
$H_{\text{потр}}$ , м	10,0	10,6	12,2	15,0	18,9	22,8	27,5	32,8

По данным табл. 10 строим характеристику сети (рис. 27), и в этих же координатных осях, в том же масштабе строим характеристику насоса К 90/20 (см. табл. 7). Точка пересечения этих двух кривых (точка А) является рабочей точкой. Она определяет режим работы насоса на данный трубопровод:

$$Q_A = 23,2 \text{ л/с}; \quad H_A = 22,8 \text{ м}; \quad \eta_A = 0,79.$$

Вычисляем полезную и потребляемую мощность насоса (значения  $Q$  подставляем в м<sup>3</sup>/с, 1 л/с = 10<sup>-3</sup> м<sup>3</sup>/с):

$$N_{\text{п}} = \gamma Q_A H_A = 9,8 \cdot 10^3 \cdot 23,2 \cdot 10^{-3} \cdot 22,8 = 5189 \text{ Вт} \approx 5,2 \text{ кВт};$$

$$N_{\text{нас}} = N_{\text{п}} / \eta = 5,2 / 0,79 = 6,6 \text{ кВт}.$$

Удваивая ординаты характеристики одного насоса, строим суммарную характеристику двух последовательно подключенных насосов (рис. 28). В данном случае рабочей является точка С, т. е. насосы совместно подают воду в трубопровод в объеме:  $Q_C = 33,8$  л/с.

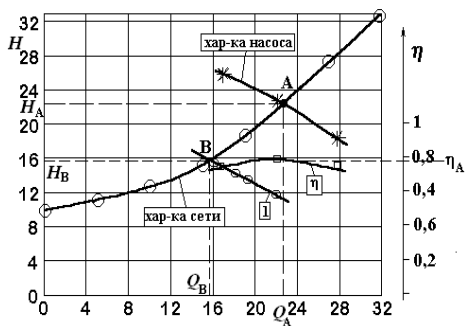


Рис. 27

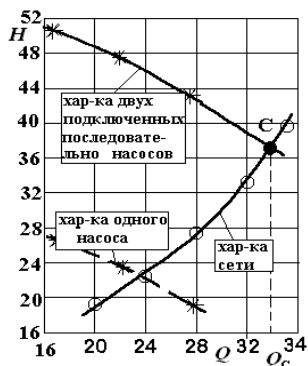


Рис. 28

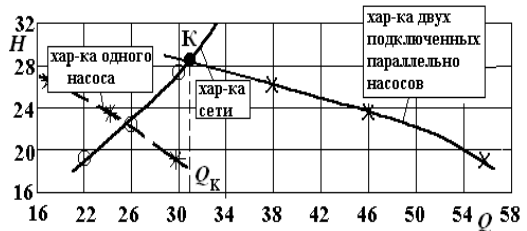


Рис. 29

Удваивая абсциссы характеристики одного насоса, строим суммарную характеристику двух параллельно подключенных насосов (рис. 29). В данном случае рабочей является точка *K*, т. е. насосы совместно подают воду в трубопровод в объеме  $Q_K = 30,8$  л/с. Для определения подачи и напора насоса при новой частоте вращения

$$n' = 2900 - 29000 \cdot 0,2 = 2320 \text{ об/мин}$$

пересчитываем характеристику насоса на эту новую частоту вращения.

Проводим эти расчеты по следующим формулам:

$$Q' = Q(n'/n); \quad H' = H(n'/n)^2,$$

используя исходные данные табл. 9 (насос К 90/20). Результаты расчетов заносим в табл. 11.

Таблица 11

$Q'$ , л/с	16	17,8	19,2	22,2
$H'$ , м	15,4	14,6	13,9	12,1

По данным табл. 11 строим характеристику насоса при частоте вращения  $n'$  (рис. 27, кривая 1). Кривая 1 и характеристика сети пересекаются в точке В, которая является рабочей точкой. Данному случаю соответствуют следующие значения расхода и напора:  $Q_B = 15,7$  л/с;  $H_B = 15,9$  м.

## 5. ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Принцип работы поршневого компрессора заключается в следующем. Вращающийся от двигателя приводной вал (кривошипно-коленчатого или эксцентрикового исполнения) преобразует вращательное движение в возвратно-поступательное перемещение поршня, которым обеспечивается подача сжатого воздуха в полость ресивера. Очистка отбираемого внешнего воздуха производится фильтром, который одновременно представляет собой и осушитель воздуха для компрессора. Цикличность поступления воздуха в рабочую полость цилиндра осуществляется синхронным действием клапанов: при обратном ходе поршня открывается впускной клапан (соответственно, закрывается нагнетательный), а при прямом – наоборот – впускной клапан закрывается, а нагнетательный открывается.

Схема компрессора характеризуется следующими основными элементами: числом ступеней, кратностью подачи, расположением осей цилиндров, расположением цилиндров, конструкцией механизма движения. По расположению осей цилиндров компрессоры можно разделить на три основные группы: вертикальные, горизонтальные и угловые. В вертикальных компрессорах элементы поршневого уплотнения работают в лучших условиях, чем в горизонтальных, т.к. смазка, поступающая в цилиндр, равномерно распределяется по всей рабочей поверхности. Вследствие этого верти-

кальные компрессоры имеют меньший износ и лучшую герметичность уплотнений. Силы инерции в вертикальных компрессорах действуют на фундамент в вертикальном направлении. Это преимущество позволяет делать вертикальные компрессоры быстроходными. Горизонтальные компрессоры лишены преимуществ вертикальных машин, однако их обслуживание более удобно. По числу рядов цилиндров компрессоры подразделяются на однорядные и много рядные. Число рядов цилиндров в компрессоре определяется в основном расположением осей цилиндров, число ступеней – производительностью и давлением, развиваемым машиной.

*Пример.* Одноцилиндровый одноступенчатый поршневой компрессор сжимает воздух от атмосферного давления  $P_1 = 0,1$  МПа до требуемого давления  $P_2 = 0,75$  МПа. Определить эффективную мощность привода компрессора и необходимую мощность электродвигателя с запасом 10 % на перегрузку, если диаметр цилиндра  $D = 0,12$  м, ход поршня  $S = 0,12$  м, частота вращения вала  $n = 12$  1/с, относительный объем вредного пространства  $\delta = 0,05$ , показатель политропы расширения остающегося во вредном объеме газа  $m = 1,33$ , коэффициент, учитывающий уменьшение давления газа при всасывании.  $\eta_p = 0,94$  и эффективный адиабатный КПД компрессора  $\eta_{е. ад} = 0,75$ .

*Решение.* Определяем степень повышения давления

$$\lambda = P_2/P_1 = 0,75/0,1 = 7,5.$$

Находим объемный КПД компрессора

$$\eta_{об} = 1 - \delta(\lambda^{\frac{1}{m}} - 1) = 1 - 0,05(7,5^{\frac{1}{1,33}} - 1) = 0,772.$$

Рассчитываем коэффициент подачи компрессора

$$\eta_v = \eta_{об} \cdot \eta_p = 0,772 \cdot 0,94 = 0,726.$$

Находим теоретическую подачу компрессора

$$V_T = (\pi d^2/4) S n = (3,14 \cdot 0,12^2/4) 0,12 \cdot 12 = 0,0163 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Вычисляем действительную подачу компрессора

$$V = V_T \cdot \eta_v = 0,0163 \cdot 0,726 = 0,0118 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Рассчитываем теоретическую мощность привода компрессора при адиабатном сжатии

$$N_{\text{ад}} = k/(k-1)(P_1 \cdot V/10^3) \left( \lambda^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) =$$
$$= 1,4/(1,4-1)(0,1 \cdot 10^6 \cdot 0,118/10^3) \left( 7,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right) = 3,21 \text{ кВт}.$$

Эффективная мощность привода компрессора составит

$$N_e = N_{\text{ад}}/\eta_{e.\text{ад}} = 3,21/0,75 = 4,29 \text{ кВт}.$$

Найдем необходимую мощность электродвигателя с 10 %-ным запасом перегрузки

$$N_{\text{эд}} = 1,1N_e = 1,1 \cdot 4,29 = 4,7 \text{ кВт}.$$

## СПИСОК РЕКОМЕНДОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

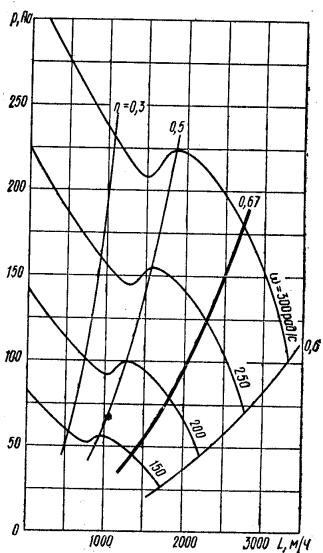
### Обязательная литература

1. Дьячек, П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: учеб. пособие для вузов / П.И. Дьячек. – М.: Издательство АСВ, 2012. – 416 с.
2. Ухин, Б.В. Гидравлические машины. Насосы, вентиляторы, компрессоры и гидропривод [Электронный ресурс]: учебное пособие / Б.В. Ухин. – Электрон. дан. – Москва: Издательский Дом "ФОРУМ": ООО "Научно-издательский центр ИНФРА-М", 2013. – 320 с.– Режим доступа: Компьютерная сеть библиотеки Том. гос. ун-та, свободный.

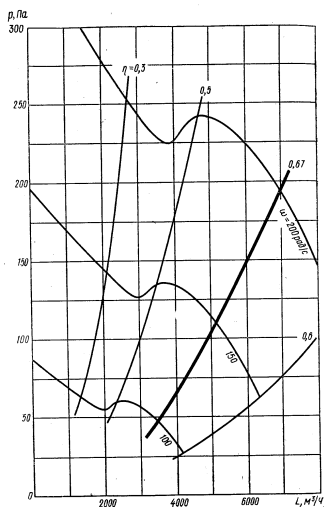
### Дополнительная литература

1. Минко, В.А. Нагнетатели в системах теплогазоснабжения и вентиляции: учебное пособие для вузов по направлению 270100 "Строительство" / В.А. Минко, Ю.И. Юров, Ю.Г. Овсянников. – Старый Оскол: ТНТ, 2009. – 583 с.

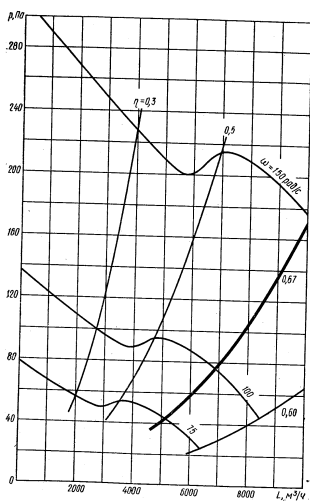
# ПРИЛОЖЕНИЕ



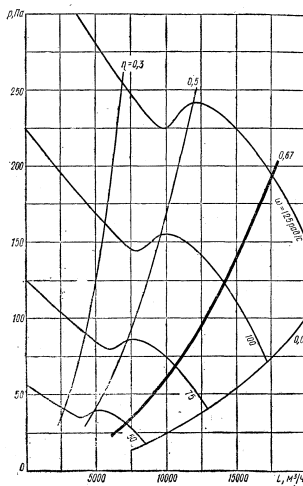
Вентилятор 06-300 № 3,2



Вентилятор 06-300 №5



Вентилятор 06-300 № 6,3



Вентилятор 06-300 №8

# ОКОНЧАНИЕ ПРИЛОЖЕНИЯ

