

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Теплогазоснабжение и вентиляция»

П. И. Дячек

# НАСОСЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ И КОМПРЕССОРЫ

Учебно-методическое пособие  
для студентов заочной формы обучения  
специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение,  
вентиляция и охрана воздушного бассейна»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию  
в области строительства и архитектуры*

Минск  
БНТУ  
2022

УДК 621.63+621.65+621.51(075.4)

ББК 31.56я7

Д99

**Р е ц е н з е н т ы:**

доцент кафедры энергетики УО «Белорусский государственный аграрный технический университет» *К. Э. Гаркуша*;  
начальник ПТО ОАО «Трест Белсантехмонтаж № 1» *А. И. Эйдельман*

**Дячек, П. И.**

Д99 Насосы, вентиляторы и компрессоры : учебно-методическое пособие для студентов заочной формы обучения специальности 1-70 04 02 «Теплогасоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» / П. И. Дячек. – Минск : БНТУ, 2022. – 54 с.  
ISBN 978-985-583-727-6.

Учебно-методическое пособие содержит методические указания, задания на контрольные работы и примеры их выполнения для студентов заочной формы обучения специальности 1-70 04 02 «Теплогасоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна». Предназначено для оказания методической помощи при изучении основных типов нагнетателей и условий их применения в области тепло- и газоснабжения, отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и холодоснабжения.

Учебно-методическое пособие составлено на основании типовой учебной программы дисциплины «Насосы, вентиляторы и компрессоры», утвержденной Первым заместителем Министра образования Республики Беларусь Старовойтовой И. А. 05.12.2018 г. для специальности 1-70 04 02 «Теплогасоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна».

**УДК 621.63+621.65+621.51(075.4)**

**ББК 31.56я7**

**ISBN 978-985-583-727-6**

© Дячек П. И., 2022

© Белорусский национальный  
технический университет, 2022

## ВВЕДЕНИЕ

Основное назначение насосов, вентиляторов и компрессоров (нагнетателей) – повышение энергии жидкости, кинетической и (или) потенциальной. Приобретенная энергия далее используется для совершения работы, в том числе и для целенаправленного перемещения жидкости по трубопроводам.

Промышленность осуществляет выпуск нагнетателей с широким спектром конструктивных особенностей и характеристик. Число применяемых нагнетателей столь велико, что доля потребляемой ими энергии в энергетическом балансе государств является весьма значимой величиной. Значимы и объемы производства нагнетателей. Некоторые крупные транснациональные корпорации выпускают около 45 000 насосов в сутки.

Нет ни одной области науки и техники, в которой не применялись бы нагнетатели. Практически в каждом домашнем холодильнике и каждом бытовом кондиционере работу по перемещению хладагента совершает компрессор. Следовательно, можно утверждать, что только в быту применяется сотни миллионов нагнетателей.

Насосы, вентиляторы и компрессоры являются основным и неотъемлемым элементом систем отопления, тепло- и газоснабжения, холодоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Изучение принципа действия, конструктивных особенностей, характеристик и условий применения нагнетателей является базой для успешного освоения остальных специальных дисциплин и основой успешной производственной деятельности.

Изучение курса «Насосы, вентиляторы и компрессоры» является продолжением ранее начатого процесса подготовки специалистов высшей квалификации в области теплогазоснабжения и вентиляции и базируется на знаниях, полученных при изучении курсов: физика, математика, теоретическая механика, механика жидкости и газа, термодинамика, тепломассообмен и др. При изучении данной дисциплины, а также при осуществлении практической эксплуатации нагнетателей требуются знания в области электротехники, деталей машин, материаловедения, охраны труда и др.

Пособие разделено на взаимосвязанные разделы, которые содержат информацию по типам нагнетателей. Изучение каждого из рассматриваемых типов нагнетателей заключается, прежде всего,

в усвоении принципа действия и технологических основ его функционирования. Также необходимо изучить устройство, характеристики, область применения, правила эксплуатации, способы испытания и методику подбора. Полученные знания студент закрепляет при выполнении контрольных заданий и лабораторных работ.

Учебный план включает практический курс лекций, выполнение лабораторных работ и контрольных заданий, а также сдачу экзамена. Также в течение семестра возможна организация лекций в удаленном формате с использованием информационных систем.

## 1. КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН ИЗУЧЕНИЯ КУРСА «НАСОСЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ, КОМПРЕССОРЫ»

№ темы	Наименование темы	Содержание	Порядковый номер недели в семестре, отведенной для изучения темы
1	2	3	4
1	Введение	Значение курса в подготовке инженеров по специальности «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна». Место и значение нагнетателей в системах теплогазоснабжения, вентиляция и кондиционирования воздуха. Стр. 3–6	
2	Краткий исторический обзор	Исторические сведения о развитии насосов, компрессоров и вентиляторостроения и применения нагнетателей в различных областях науки и техники. Стр. 7–10	1
3	Основные термины и определения. Классификация и параметры работы нагнетателей	Классификация, принцип действия и область применения нагнетателей. Применение нагнетателей в системах теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха. Классификация нагнетателей. Общие сведения о нагнетателях. Общие сведения о системе нагнетатель + сеть. Параметры работы нагнетателей. Характеристика сети. Стр. 11–51	

1	2	3	4
4	Радиальные (центробежные) нагнетатели	<p>Кинематика движения частицы жидкости в колесе радиальных (центробежных) нагнетателей. Динамика движения идеальной жидкости в колесе радиального (центробежного) нагнетателя. Уравнение Эйлера. Анализ уравнения Эйлера. Стр. 52–74.</p> <p>Теоретические характеристики радиальных (центробежных) нагнетателей. Особенности течения жидкости в каналах рабочего колеса радиальных (центробежных) нагнетателей. Действительные характеристики радиальных (центробежных) нагнетателей. Совместная работа нагнетателя и сети. Стр. 75–92.</p> <p>Условия подобия и пересчет характеристик радиальных (центробежных) нагнетателей. Коэффициент быстроходности. Осевые и радиальные силы в радиальных (центробежных) нагнетателях. Стр. 92–110.</p> <p>Радиальные вентиляторы. Общие сведения о радиальных вентиляторах. Конструктивные элементы радиальных вентиляторов. Вентиляторные установки. Стр. 110–152.</p> <p>Центробежные насосы. Классификация, маркировка и конструктивные элементы центробежных насосов. Промышленные типы и серии насосов. Кавитация. Выбор высоты всасывания. Стр. 153–175.</p> <p>Центробежные компрессоры. Общие сведения о центробежных компрессорах. Теоретические основы работы центробежных компрессоров. Характеристики центробежных компрессоров. Магистральный компрессор системы дальнего газоснабжения. Стр. 175–195.</p> <p>Способы управления работой нагнетателей. Способы воздействия на сеть. Способы воздействия на нагнетатель. Стр. 195–209</p>	2–5

1	2	3	4
5	Осевые нагнетатели	Решетка профилей осевого нагнетателя. Кинематика частицы жидкости в колесе осевого нагнетателя. Динамика частицы жидкости в колесе осевого нагнетателя. Профилирование лопаток осевого нагнетателя. Характеристики осевых нагнетателей. Осевые вентиляторы. Осевые насосы. Осевые компрессоры. Стр. 210–247	6–7
6	Объемные нагнетатели	Поршневые компрессоры. Шестеренные нагнетатели. Винтовые компрессоры, особенности конструкции и характеристики. Спиральные компрессоры. Роторные нагнетатели. Стр. 250–291	
7	Струйные нагнетатели	Теория струйных нагнетателей. Эжекторы, инжекторы, элеваторы. Конструкция, характеристики и область применения. Стр. 292–299	8–9
8	Другие типы нагнетателей	Диагональные нагнетатели. Вихревые нагнетатели. Расширительные машины. Детандеры. Стр. 300–311	
9	Общие вопросы применения нагнетателей	Испытание нагнетателей. Стр. 312–316. Характеристики нагнетателей в квадрантах. Стр. 316–318. Совместная работа нагнетателей. Параллельная работа нагнетателей. Последовательная работа нагнетателей. Влияние присоединительных участков на характеристику совместной работы нагнетателей. Комбинированное включение нагнетателей. Выбор способа соединения нагнетателей на совместную работу. Условия совместной работы нагнетателей. Стр. 318–344. Особенности работы нагнетателей в составе систем. Устойчивость работы нагнетателей. Помпаж. Стр. 344–365. Привод. Передачи. Электродвигатели. Стр. 365–382.	10–13 (решение задач № 1 и № 2 контрольной работы, подготовка ответов на контрольные вопросы, оформление контрольной работы)

1	2	3	4
		<p>Выбор нагнетателей, стр. 382–402. Пуск нагнетателей, стр. 403–404. Балансировка рабочих колес и шкивов, стр. 404–408. Шум нагнетателей, стр. 409–418. Монтаж и наладка нагнетателей. Охрана труда при монтаже и эксплуатации нагнетателей. Стр. 418–422</p>	

*Примечание.* Календарный план изучения курса предложен автором учебно-методического пособия, исходя из продолжительности семестра в 16 недель; последние три недели семестра отведены для повторения пройденного материала; страницы учебного пособия, на которых изложена та или иная тема (раздел или подраздел) представлены по изданию: Дячек П. И. «Насосы, вентиляторы, компрессоры» [1].

## 2. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ И ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Классификация нагнетателей по конструктивным особенностям и по принципу действия.

2. Область применения, классификация, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов радиальных нагнетателей.

3. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов осевых нагнетателей.

4. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов вихревых нагнетателей.

5. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов диаметральных нагнетателей.

6. Область применения, классификация, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов поршневых нагнетателей.

7. Область применения, классификация, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов струйных нагнетателей.

8. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов ротационных (пластинчатых) нагнетателей.

9. Область применения, принцип действия, конструктивная схема и назначение основных элементов шестеренных, винтовых и спиральных нагнетателей.

10. Виды и конструктивные схемы радиальных насосов. Назначение различных видов насосов.

11. Кинематика частицы жидкости в колесе осевого нагнетателя.

12. Кинематика частицы жидкости в колесе радиального нагнетателя.

13. Типы вентиляторов. Классификация их по области применения и конструктивным особенностям.

14. Особенности устройства вентиляторов для перемещения агрессивных, взрыво- и пожароопасных примесей.

15. Формулы для расчета производительности разных типов нагнетателей.

16. Уравнение Л. Эйлера (вывод). Коэффициенты давления и закрутки.

17. Угол установки лопатки радиального вентилятора на выходе из колеса и его влияние на развиваемое давление.

18. Угол установки лопатки радиального (центробежного) нагнетателя на входе в колесо и его влияние на развиваемое давление. Безударный вход.

19. Направляющие аппараты. Их виды и влияние на работу лопастных нагнетателей.

20. Характеристики лопастных нагнетателей (радиальных и осевых) при постоянном и переменном числе оборотов.

21. Формулы для пересчета параметров лопастных нагнетателей при изменении размеров рабочего колеса.

22. Формулы для пересчета параметров лопастных нагнетателей при изменении числа оборотов рабочего колеса и объемной массы перемещаемой жидкости.

23. Устойчивость работы лопастных нагнетателей. Помпаж.

24. Методы управления работой нагнетателей путем воздействия на сеть и способы их реализации.

25. Методы управления работой нагнетателей путем воздействия на нагнетатель и способы их реализации.

26. Параметры совместной работы нагнетателя и сети. Анализ совместной (параллельной и последовательной) работы нагнетателей и сети.

27. Правила пуска и останова различных типов нагнетателей.

28. Классификация объемных нагнетателей, их схемы и принцип действия.

29. Графики и степень неравномерности подачи поршневых нагнетателей. Методы сглаживания пульсации подачи. Управление работой поршневых нагнетателей.

30. Явление кавитации. Причины и последствия возникновения. Определение допустимой высоты всасывания насосов.

31. Балансировка рабочих колес и шкивов нагнетателей.

32. Полезная, потребляемая и установленная мощность привода нагнетателей. Энергетический баланс нагнетателей.

33. Причины возникновения осевого усилия у радиальных (центробежных) нагнетателей и меры борьбы с ним.

34. Полное техническое описание вентилятора в проектных материалах.

35. Шум нагнетателей. Параметры шума. Методы снижения уровня шума нагнетателей.

36. Вибрация нагнетателей. Причины возникновения. Методы снижения уровня вибрации нагнетателей.

37. Правила выбора нагнетателей и требования нормативных документов, которые необходимо соблюдать при выборе нагнетателей.

38. Требования к подводящим и отводящим каналам радиальных вентиляторов и их влияние на рабочие параметры.

39. Краткие сведения о характерных конструктивных особенностях не менее 3 вентиляторов: ВР 86-79, 06-300, ВО-14-320, ВР-100-45, ВКР (или по выбору студента других типов вентиляторов).

40. Краткие сведения и характерные конструктивные особенности циркуляционных насосов, применяемых в отоплении.

### 3. КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

#### 3.1. Указания к оформлению контрольных вопросов

Контрольная работа состоит из ответов на контрольные вопросы и решения двух задач.

Исходные данные к выбору контрольных вопросов. Каждый студент приводит ответы на четыре контрольных вопроса, которые приведены в разделе 2. Выбор контрольных вопросов осуществляется по последней цифре шифра студента, представленного в зачетной книжке. Например, студент Иванов И. И. группы 31004117 08 отвечает на вопросы №№ 8, 18, 28, 38; при последней цифре шифра «0» даются ответы на вопросы №№ 10, 20, 30, 40.

Цифры и буква в шифре студента 31004117 08 представляют следующую информацию:

3 – заочная форма обучения;

10 – шифр факультета (ФЭС);

04 – номер специальности на факультете (ТГСИВ);

1 – порядковый номер группы в потоке;

17 – год поступления на учебу в БНТУ;

08 – порядковый номер студента в списке группы, далее представлен идентификатором  $N_c$ .

Ответы на контрольные вопросы должны быть краткими и исчерпывающими, без лишнего графического материала и не относящихся к теме сведений. Приводимые формулы, буквенные и символьные обозначения параметров должны иметь пояснения, включающие и размерность величин. Например,

$$N = \frac{PL}{1000\eta}, \quad H = \frac{P}{\rho g}, \quad (3.1)$$

где  $N$  – потребляемая нагнетателем мощность, кВт;

$P$  – развиваемое давление, Па;

$L$  – производительность, м<sup>3</sup>/с;

$\eta$  – коэффициент полезного действия, относительные единицы;

$\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

В тексте ответов на контрольные вопросы должны быть ссылки на использованные литературные источники и Интернет-ресурсы.

При формировании ответов на контрольные вопросы запрещается приводить копии текстовых материалов из Интернет-ресурсов и литературных источников. **Ответы на контрольные вопросы излагаются «своими словами» в соответствии с уровнем знаний, сформированным при изучении той или иной темы учебной программы.** Графики и рисунки должны иметь исчерпывающие пояснения.

### 3.2. Задача № 1.

#### Анализ совместной работы двух насосов

При решении задачи исходные данные назначаются по номеру группы в потоке и порядковому номеру студента в списке группы. Как уже отмечено выше, порядковый номер в списке обозначен идентификатором « $N_c$ ». Например, при порядковом номере в списке группы «15» –  $N_c = 15$ .

Исходные данные приведены в табл. 3.1 и 3.2.

Таблица 3.1

Порядковый номер группы в потоке, $m$	Порядковый номер студента в списке группы, $N_c$	Шифр насоса	Уравнение для вычисления характеристики сети
1	1–15	А	$k = 0,0031 + 0,00032N_c$
	16–30	Б	$k = -0,0014 + 0,0014N_c$
2	1–15	В	$k = 0,006 + 0,009N_c$
	16–30	Г	$k = -0,0017 + 0,002N_c$

Перед выполнением заданий задачи № 1 в соответствии со значением  $N_c$  вычисляется параметр  $k$ , характеризующий сопротивление сети (табл. 3.1), в составе которой будут работать насосы. Шифр насоса назначается по одноименной колонке табл. 3.1.

Например, при порядковом номере группы «1» и порядковом номере студента в списке группы (см. пояснения к шифру группы) 16 ( $N_c = 16$ ) исходные данные будут следующие:  $k = -0,0014 + 0,0014N_c = -0,014 + 0,0014 \cdot 16 = 0,0084$ ; тип насоса – «Б».

Таблица 3.2

Шифр насоса	Параметр	Ед. изм.	Численное значение параметра								
«А», $n = 2900$ об/м	$H$	м.в.ст	96	99	99	95	90	80	68	43	
	$G$	т/ч	0	20	40	60	80	100	120	160	
	$\eta$	%	0	26	45	57	63	64	63	42	
	$N$	кВт									
«Б», $n = 2900$ об/м	$H$	м.в.ст	60	60	59,5	58	55	50	45	31	
	$G$	т/ч	0	10	20	30	40	50	60	70	
	$\eta$	%	0	22,5	42	54	60	62	61	55	
	$N$	кВт									
«В», $n = 2900$ об/м	$H$	м.в.ст	33	34	33	31,5	30	27	25	18	
	$G$	т/ч	0	5	10	15	20	25	30	35	
	$\eta$	%	0	36	57	62	64	62	60	50	
	$N$	кВт									
«Г», $n = 2900$ об/м	$H$	м.в.ст	20	21	21	20	18	15	10	–	
	$G$	т/ч	0	5	10	15	20	25	30	–	
	$\eta$	%	0	25	52	64	66	60	40	–	
	$N$	кВт								–	

В этой задаче студент должен выполнить анализ работы одного и двух одинаковых параллельно и последовательно соединенных центробежных насосов. Перед выполнением заданий этой задачи необходимо изучить темы 4 и 9, содержание которых представлено в календарном плане.

Характеристики одного насоса  $H = f(G)$  и  $\eta = f(G)$  ( $n = 2900$  об/мин) строятся по данным табл. 3.2 в соответствии с назначенным по « $N_c$ » и номеру группы в потоке типом насоса.

Задача № 1 включает выполнение следующих заданий.

1. По характеристике одного насоса необходимо построить графики индивидуальной и совместной работы насосов при их параллельном и последовательном соединении для работы в сети (темы 4 и 9).

2. Рассчитать зависимости сопротивления трубопроводной сети  $H_c$  от расхода в ней воды  $G$ . Диапазон изменения расхода от  $G = 0$  до  $G = G_{\max}$ . Значение  $G_{\max}$  должно быть равным максимальной подаче выбранного типа насоса (табл. 3.2). Зависимость гидравлического сопротивления трубопроводов от расхода определяется уравнением

$$H_c = kG^2. \quad (3.2)$$

Здесь расход  $G$  в т/ч. Методика определения численного значения характеристики  $k$  представлена выше. Результаты расчета значений  $H_c$  сводятся в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Параметры сопротивления трубопроводной сети

$G$ , т/ч	0,0	...	...	...	...	$G_{\max}$
$H_c$ , м. в. ст.						

3. По формуле (3.1) следует определить величину потребляемой насосом мощности и занести полученные значения в соответствующую строку табл. 3.2.

В отчете о выполнении контрольной работы приводятся только параметры выбранного по шифру насоса.

При расчете давления  $P$  необходимо исходить из того, что связь между давлением  $P$  и напором  $H$  определяется зависимостью  $P = \rho gH$ , согласно формуле (3.1). Следует обратить внимание и на то, что в характеристике насосов, представленной в табл. 3.2, производительность (подача) насосов  $G$  дана в т/ч. При расчете потребляемой мощности по формуле (3.1) подачу  $G$  (т/ч) следует представить в объемных единицах,  $L$  ( $m^3/c$ ).

Расчет по формуле (3.1) при  $G = 0$  (соответственно и  $L = 0$ ) приводит к появлению неопределенности типа 0/0. Безусловно, что при  $G = 0$   $N > 0$  и привод включенного насоса потребляет энергию. При  $G = 0$  транспортирующая воду сеть закрыта с помощью регулирующего органа.

Значение  $N$  при  $G = 0$  следует определить путем продления графика  $N = f(G)$  до пересечения с осью « $H$ ».

4. По данным таблиц 3.2 и 3.3 строится полная характеристика насоса для представленного выше числа оборотов. В соответствии с полученной графической зависимостью  $H = f(G)$  строятся характеристики последовательной и параллельной работы двух таких же насосов.

5. На построенные характеристики насосов накладывается характеристика, определяющая сопротивление трубопроводов (сети),  $H_c = kG^2$ , и устанавливаются:

- параметры работы одного насоса на сеть;
- параметры работы двух насосов на сеть (при параллельном и последовательном соединении);
- параметры работы каждого насоса в совместном режиме эксплуатации (для обоих вариантов соединения на совместную работу).

Результаты заносятся в табл. 3.4.

5. По данным табл. 3.4 следует провести анализ рабочих режимов одного насоса, как при индивидуальной эксплуатации, так и в режиме совместной работы на сеть. При этом нужно учитывать, что действительный КПД насоса должен удовлетворять условию  $\eta_d \geq 0,9\eta_{\max}$ .

Таблица 3.4

Вид соединения насосов	Количество работающих насосов	$G$ , т/ч	$H$ , м.в.ст.	$N$ , кВт	$\eta_d$	$0,9\eta_{\max}$
–	один					
Параллельное	два					
	каждый*					
Последовательное	два					
	каждый*					

\* – в совместном режиме эксплуатации.

Анализ должен включать:

1) рекомендации по выбору способа установки насосов на совместную работу в данной сети с целью максимально возможного по отношению к индивидуальному режиму работы увеличения расхода;

2) расчет количества (кВт·час) и затрат на оплату (бел. руб.) потребляемой электроэнергии: для режима индивидуальной эксплуатации насоса; для режимов совместной работы (при параллельном и последовательном соединении). Результаты расчетов сводятся в табл. 3.5;

3) выводы о возможности применения насоса (насосов), исходя из анализа данных, представленных в колонках 6 и 7, и выполнения требования  $\eta_d \geq 0,9\eta_{\max}$ .

Расчет затрат на оплату потребляемой электроэнергии проводится исходя из условий, что насос (насосы) эксплуатируется в течение года, среднее число рабочих дней в году равно  $\tau_{\text{дн}} = 250$ , а режим работы односменный  $\tau_{\text{см}} = 8$  часов.

Расчет количества потребляемой электроэнергии при работе насоса (насосов) производится в соответствии с фактическими параметрами их работы на сеть по зависимости

$$\sum N = \tau_{\text{дн}} \tau_{\text{см}} \frac{PL}{1000\eta_{\text{д}}}, \text{ кВт}\cdot\text{час}, \quad (3.3)$$

а годовые затраты ( $C = \sum N \cdot C_{\text{э}}$ ) – исходя из действующего на момент решения задачи тарифа оплаты за потребляемую электроэнергию  $C_{\text{э}}$ , руб/(кВт·час). Тариф оплаты за электроэнергию устанавливается студентом самостоятельно в соответствующей службе предприятия, на котором он работает.

При этом затраты на оплату электроэнергии, приведенные к подаче  $G = 1$  т/ч, могут быть вычислены по формуле

$$C_G = \frac{C}{G}, \text{ руб}/(\text{т/ч}). \quad (3.4)$$

Итоговые данные по результатам решения данной задачи должны содержать:

- информацию о соответствии или несоответствии действительного КПД одного насоса условию  $\eta_{\text{д}} \geq 0,9\eta_{\text{max}}$  в различных условиях применения;

- выводы по результатам анализа данных табл. 3.5, касающиеся степени увеличения расхода в сети и затрат на оплату потребляемой электроэнергии при переходе от работы насоса в индивидуальном режиме к совместной работе насосов.

В тексте решения данной задачи приводятся все графические материалы анализа работы насосов, выполненные на миллиметровой бумаге или на бумаге, имеющей координатную сетку. А именно:

- графики ( $N = f(G)$ ,  $H = f(G)$ ,  $\eta = f(G)$ ,  $H_c = f(G)$ ), характеризующие работу одного насоса на сеть;

– графики, характеризующие работу двух насосов на сеть при параллельном и последовательном соединении.

Таблица 3.5

Затраты, бел. руб.	Затраты на оплату электроэнергии, потребляемой одним насосом, бел. руб., при режиме эксплуатации				
	в индивидуальном режиме	при параллельном соединении		при последовательном соединении	
		одного насоса	двух насосов	одного насоса	двух насосов
C					
C <sub>L</sub>					

### 3.3. Задача № 2. Выбор вентилятора для работы в сети

До выполнения заданий этой задачи необходимо изучить темы 4, 5 и 9, содержание которых представлено в календарном плане.

В этой задаче необходимо выбрать вентилятор для работы в сети, если известны параметры:

- 1) аэродинамические потери давления в сети  $P_{\text{расч}} = 450 + 40mN_c$ , Па;
- 2) расход воздуха  $L_{\text{расч}} = 2 + 0,2mN_c$ , м<sup>3</sup>/с;
- 3) общая длина воздухопроводов сети, в которой предназначено применение вентилятора,  $l_{\text{расч}} = 30 + 0,3mN_c$ , м;
- 4) барометрическое давление в месте установки вентилятора 0,101 МПа при относительной влажности воздуха 50 %;
- 5) температура воздуха  $t_{\text{расч}} = 10 + 0,6mN_c$ , °С, где  $N_c$  – порядковый номер студента в списке группы;  $m$  – порядковый номер группы в потоке;
- 6) при подборе вентиляторов необходимо учитывать следующие дополнительные требования: при значениях  $0 \geq N_c \geq 15$  к установке принимают вентилятор левого вращения, при  $16 \geq N_c \geq 30$  – правого;
- 7) особенности перемещаемого воздуха учитываются следующим образом:
  - при  $0 \geq N_c \geq 7$  в воздухе содержатся пожароопасные примеси;
  - при  $8 \geq N_c \geq 14$  в воздухе содержатся пары агрессивной жидкости;
  - при  $15 \geq N_c \geq 22$  в воздухе содержатся механические примеси в количестве более 100 мг/м<sup>3</sup>;

– в остальных случаях вентилятор перемещает условно чистый воздух.

Конфигурацию подводящих и отводящих каналов вентиляторной установки студент выбирает самостоятельно, исходя из обеспечения наиболее экономичных режимов эксплуатации вентилятора.

При решении задачи студенту в отчете необходимо привести:

- 1) таблицу исходных данных и методику выбора вентилятора;
- 2) техническое описание выбранного для установки вентилятора;
- 3) обоснование выбора конфигурации подводящих и отводящих каналов;
- 4) соответствие выбранного вентилятора требованиям действующих государственных стандартов (ГОСТов) и нормативных документов;
- 5) цену выбранного вентилятора на рынке;
- 6) затраты на оплату электроэнергии, потребляемой приводом вентилятора за год эксплуатации, рассчитав их по формулам (3.3) и (3.4);
- 7) выдержки из правил определения вращения и номера вентилятора;
- 8) исполнение вентилятора по условиям среды размещения установки (ГОСТ 15150), которое студент выбирает самостоятельно.

**После выполнения контрольной работы студент защищает ее перед преподавателем.**

## 4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

### 4.1. Анализ параметров совместной работы двух насосов

При определении параметров совместной работы насосов или вентиляторов на общую сеть следует помнить, что до приобретения достаточного практического опыта при решении таких задач единственно возможным решением является графическое построение характеристики одного нагнетателя, характеристик совместной работы нагнетателей и наложение на полученные зависимости характеристики сети.

Методика построения суммарных характеристик и анализа совместной работы нагнетателей на сеть достаточно полно изложена в учебной литературе (см. тему 9).

Напомним основные положения процесса построения характеристики совместной работы нагнетателей:

- при последовательной работе ординаты (давления или напоры) складываются на линиях постоянной производительности (подачи);
- при параллельной работе абсциссы (подача) складываются на линиях постоянного напора (давления).

Пример построения характеристики совместной работы насосов представлен на рис. 4.1.

Точки А, В, С, D, Е определяют различные режимы работы насоса (насосов), см. тему 9.

Штрихами показан экстраполированный до  $G = 0$  участок зависимости  $N = f(G)$ .

По результатам построения характеристики одного насоса и характеристик их совместной работы, а также совмещения полученных графиков с характеристикой сети далее определяются параметры рабочих точек и заполняются графы табл. 3.4. В приводимом здесь примере данные по параметрам работы насоса (насосов) на сеть приведены в расположенной на поле рисунка таблице. Расчеты затрат на оплату электроэнергии, потребляемой приводом насоса (насосов) заносятся в графы табл. 3.5.

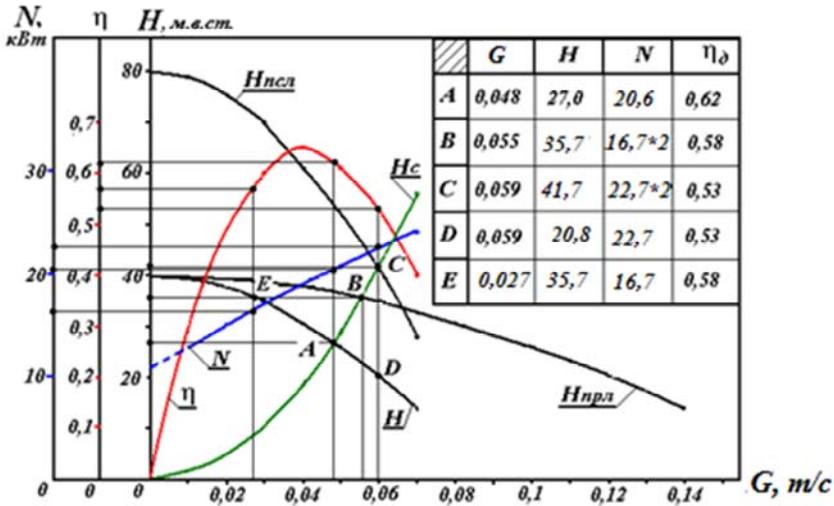


Рис. 4.1. Полная характеристика насоса  $N = f(G)$ ,  $H = f(G)$ ,  $\eta = f(G)$  для  $n = 1450$  об/мин и характеристика сети  $H_c = f(G)$ .  
Зависимости  $H = f(G)$  для условий параллельного и последовательного соединения насосов на совместную работу

## 4.2. Методика выбора вентилятора

Процесс выбора вентилятора начинается с изучения физических, технических, санитарно-гигиенических характеристик, а также параметров взрыво- и пожароопасности перемещаемого воздуха или газа. Особое влияние на показатели перемещаемого воздуха может оказывать его температура, давление, а также наличие механических примесей, аэрозолей, паров и нехарактерных для воздуха газов.

Важное влияние на характеристики вентилятора и привода оказывают также характеристики места его установки: геометрические параметры помещения, где предполагается его размещение; температура окружающей среды; категория помещения по взрыво- и пожароопасности и т. д.

Категории исполнения вентиляторов и электродвигателей по климатическим параметрам окружающей среды их размещения определяются в соответствии с требованиями ГОСТ 15150.

ГОСТ 15150 устанавливает особенности исполнения машин, приборов и других технических изделий для различных климатиче-

ских районов, условий эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия факторов окружающей среды.

Республика Беларусь относится к макроклиматическому району с умеренным климатом  $-45\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t_{\text{абс. max}} \leq +40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Климатическое исполнение для этого района обозначается идентификатором «У». В зависимости от места расположения вентилятора и электродвигателя исполнения могут быть:

- |  |             |
|--|-------------|
| – на открытом воздухе                  | – исп. «1»; |
| – под навесом                          | – исп. «2»; |
| – в неотапливаемых помещениях          | – исп. «3»; |
| – в отапливаемых помещениях            | – исп. «4»; |
| – в помещениях с повышенной влажностью | – исп. «5». |

В соответствии с широким спектром свойств перемещаемых газовых сред выпускается обширная номенклатура вентиляторов, предназначенных обеспечить выполнение предъявляемых требований. Всю номенклатуру выпускаемых вентиляторов можно разделить на две группы: вентиляторы общего назначения (общетехнические) и специальные вентиляторы.

Вентиляторы общего назначения (общетехнические) предназначены для перемещения воздуха и других газопаровоздушных смесей, свойства которых должны удовлетворять следующим требованиям:

- агрессивность по отношению к углеродистым сталям обычного качества не выше агрессивности воздуха;
- температура перемещаемых сред не выше  $+80\text{ }^{\circ}\text{C}$  (в некоторых случаях техническими условиями на применение вентилятора назначается  $+60\text{ }^{\circ}\text{C}$  или  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ );
- не содержатся липкие вещества, волокнистые материалы, взрывопожароопасные газы и пары жидкостей;
- концентрация пыли и других твердых примесей не более  $100\text{ мг/м}^3$ .

Для вентиляторов двухстороннего всасывания с размещением клиноременной передачи в перемещаемой среде предельная температура перемещаемых газов не должна превышать  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Температура газовых сред, перемещаемых осевыми вентиляторами, в которых электродвигатель находится в потоке перемещаемого газа, не должна превышать  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

К вентиляторам специального назначения относятся коррозионноустойчивые, взрывозащищенные, пылевые, крышные, мельничные,

теплостойкие, а также дымососы, вентиляторы в тропическом исполнении и т. д.

Коррозионностойкие вентиляторы применяются для перемещения воздуха и невзрывоопасных газовых сред, содержащих агрессивные примеси. Изготавливаются по аэродинамическим схемам общетехнических вентиляторов из материалов, стойких к агрессивному воздействию перемещаемой среды. В качестве конструкционных материалов применяются титановые сплавы, нержавеющая сталь, алюминиевые сплавы, полимерные материалы (например, винипласт, полипропилен и т. д.). В отдельных случаях успешная защита от воздействия слабо агрессивных сред достигается также путем применения антикоррозийного покрытия проточных частей вентиляторов общетехнического назначения.

Взрывозащищенные вентиляторы применяются для сред, содержащих взрывопожароопасную пыль (древесную, сахарную, табачную и др.), горючие газы и (или) пары легковоспламеняющихся жидкостей. Изготавливаются в соответствии с требованиями специальных нормативных документов. Материал и конструктивные элементы этих вентиляторов позволяют с высокой степенью вероятности исключить загорание вентилятором в его проточных частях перемещаемой взрывопожароопасной смеси.

Пылевые вентиляторы применяются при содержании механических примесей в перемещаемой среде свыше  $100 \text{ мг/м}^3$ . Изготавливаются по специальным аэродинамическим схемам, рабочее колесо чаще всего содержит 6 или 8 лопастей. Максимально допустимая концентрация механических примесей в перемещаемом воздухе устанавливается производителем.

Крышные вентиляторы применяются для удаления воздуха из верхней зоны помещений через перекрытие. В промышленности выпускаются радиальные и осевые крышные вентиляторы. Допускается работа крышных радиальных вентиляторов с короткими участками сетей.

Следует отметить, что промышленностью выпускаются и вентиляторы с комбинированными свойствами, например, взрывозащищенные коррозионностойкие, взрывозащищенные пылевые и т. д.

Теплостойкие вентиляторы предназначены для перемещения газовых сред с температурой не выше  $200 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Все типы вентиляторов должны выпускаться левого и правого вращения. Большинство типов имеют поворотный кожух. На монтажной площадке кожух может поворачиваться относительно оси чаще всего на угол, кратный  $45^\circ$ . По конструктивному исполнению (способу передачи вращательного движения от привода к рабочему колесу) могут применять непосредственную посадку рабочего колеса на вал привода или использовать промежуточные регулируемые и нерегулируемые устройства (передачи). Каждой схеме передачи вращательного движения на рабочее колесо присвоен номер конструктивного исполнения. Рабочие параметры вентиляторов зависят от числа оборотов и размеров рабочего колеса. Диаметр рабочего колеса, выраженный в дециметрах, называется номером вентилятора.

Во всех случаях при выборе вентиляторов следует неукоснительно выполнять требования нормативных документов, а также технических условий на их применение, предоставляемых производителем принятого к установке изделия.

При невозможности обеспечить требуемые параметры в сети с помощью одного вентилятора к установке следует принимать несколько (желательно одинаковых) установленных на совместную работу нагнетателей.

**Следует обратить внимание, что при малых значениях потерь давления в сети к установке следует принимать ОСЕВЫЕ вентиляторы. В этом случае анализ влияния подводящих и отводящих каналов на параметры работы осевого вентилятора не производится.**

При параллельной работе производительность каждого из устанавливаемых на совместную работу вентиляторов равна  $L_k = L / k$ , где  $k$  – число принятых к установке вентиляторов. Развиваемое каждым вентилятором давление будет равно аэродинамическим потерям в обслуживаемой сети в сумме с аэродинамическими потерями в воздуховодах, объединяющих вентиляторы в групповую установку. Групповая установка различных вентиляторов на параллельную работу требует дополнительного обоснования.

При последовательном соединении вентиляторов на совместную работу давление каждого из них должно быть равным  $P_k = P / k$ , где  $k$  – число принятых к установке вентиляторов. Производительность каждого вентилятора будет равна расходу в обслуживаемой

сети. При совместной работе вентиляторов необходимо учитывать дополнительные аэродинамические потери в воздуховодах, объединяющих вентиляторы в групповую установку. Групповая установка различных вентиляторов на последовательную работу также требует дополнительного обоснования.

Методика выбора способа соединения вентиляторов на совместную работу приведена в литературных источниках, раскрывающих содержание темы 9.

Перед выбором вентилятора необходимо знать характеристику места его установки и трассировку воздуховодов. Эти сведения позволяют установить требуемое вращение рабочего колеса вентилятора и рабочее положение кожуха. При этом следует учесть, что некоторые типы вентиляторов изготавливаются с неповоротным кожухом. При отсутствии у выбранного типа вентилятора требуемого направления вращения колеса или положения кожуха следует применить другой или по возможности скорректировать трассировку вентиляционной сети.

Наличие в перемещаемом вентилятором воздухе примесей со специфическими свойствами приводит к необходимости применения вентиляторов специального назначения.

При выборе вентиляторов следует помнить, что для расширения диапазона характеристик, соответствующих условию  $\eta_d \geq 0,9\eta_{\max}$ , вентиляторы, имеющие один номер и, соответственно, размеры корпуса, могут комплектоваться колесами с промежуточными диаметрами. Например, вентилятор № 8 может иметь колеса:  $0,9D_n$  ( $0,9 \cdot 0,8 = 7,2$  дм);  $0,95D_n$  (7,6 дм);  $D_n$  (8 дм);  $1,05D_n$  (8,4 дм) и  $1,1D_n$  (8,8 дм).

Крышные вентиляторы выбираются по расходу удаляемого через перекрытие воздуха.

#### **Обязательные требования при выборе вентиляторов:**

– по техническим характеристикам и условиям применения вентилятор должен полностью удовлетворять параметрам перемещаемой среды и месту его установки;

– вентилятор должен обеспечивать безопасное ведение технологического процесса, удовлетворять требованиям охраны окружающей среды, охраны труда и техники безопасности;

– вентилятор должен обеспечивать эффективное использование потребляемой энергии; в соответствии с требованиями ГОСТ 10616 его действительный КПД должен удовлетворять условию

$$\eta_d \geq 0,9\eta_{\max}. \quad (4.1)$$

Производительность вентилятора следует определять с учетом потерь или подсоса воздуха в воздуховодах и в обслуживаемом установкой технологическом оборудовании, т. е.

$$L = L_{\text{расч}} + \Delta L, \quad (4.2)$$

где  $L_{\text{расч}}$  – расход воздуха (газа) в сети, определяемый как сумма расчетных расходов его у потребителей без учета утечек (подсоса) через неплотности, м<sup>3</sup>/ч;

$\Delta L$  – расчетный подсос (потери) воздуха в сети, м<sup>3</sup>/ч.

При выборе расчетной величины  $\Delta L$  учитывается ее большее значение, полученное при определении подсоса в воздуховодах до вентилятора или потерь воздуха в воздуховодах после вентилятора.

Величина подсоса (потерь) воздуха в воздуховодах определяется на основании требований п. 7.11.8 СН 4.02.03 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха». Ориентировочно можно принимать  $\Delta L = 0,1L_{\text{расч}}$  при суммарной длине воздуховодов до 50 м и  $\Delta L = 0,15L_{\text{расч}}$  при суммарной длине воздуховодов более 50 м.

Характеристики вентиляторов, приведенные в каталогах производителей или в справочной литературе, представлены для стандартных условий:  $t = 20$  °С;  $\phi = 50$  %;  $B = 0,101$  МПа (760 мм. рт. ст.) и  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>. По этой причине расчетную величину аэродинамических потерь давления в сети ( $P_{\text{расч}}$ ) перед выбором вентилятора необходимо приводить к нормальным условиям, т. е.

$$P = P_{\text{расч}} \frac{273 + t_{\text{расч}}}{293} \frac{0,101}{B_{\text{расч}}} \frac{1,2}{\rho_{\text{расч}}}, \quad (4.3)$$

где  $P_{\text{расч}}$  – аэродинамические потери давления в сети, определяемые из условий течения в трубопроводах воздуха (газа), имеющего параметры, соответствующие фактическим значениям  $t_{\text{расч}}$ ,  $B_{\text{расч}}$ ,  $\rho_{\text{расч}}$ , Па;

$t_{\text{расч}}$ ,  $B_{\text{расч}}$ ,  $\rho_{\text{расч}}$  – расчетная температура (°С), барометрическое давление (МПа) и объемная масса перемещаемого газа (кг/м<sup>3</sup>);

При этом требуется и расчет установленной мощности привода, которая может отличаться от комплектации вентилятора двигателем для стандартных условий

$$N_{\text{Э}} = k_3 \frac{(1 + k_{\mu}) PL}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{В}} \eta_{\text{П}}}, \quad (4.4)$$

где  $N_{\text{Э}}$  – установленная мощность привода вентилятора, кВт;

$k_3$  – коэффициент запаса, вводимый на учет негативного воздействия на электродвигатель пускового момента и на температурные условия эксплуатации электродвигателя [10, 11];

$k$  – коэффициент, учитывающий вид механических примесей в перемещаемом газе;

$\mu$  – концентрация механических примесей в долях единицы;

$\eta_{\text{В}}$ ,  $\eta_{\text{П}}$  – КПД вентилятора и передачи, выраженные в долях единицы.

При определении развиваемого вентилятором давления необходимо учитывать влияние на его аэродинамический режим подводящих и отводящих каналов [1, с. 144–150].

Вентиляторной установкой называют вентилятор с присоединенными элементами сети, находящимися на расстоянии 5 калибров от входного и 3 калибра от выходного патрубков вентилятора. В данном случае калибр – это диаметр всасывающего или сторона квадратного сечения нагнетающего патрубков. Эти участки сети имеют собственное аэродинамическое сопротивление и, кроме того, влияют на характер течения жидкости в нагнетателе, изменяя параметры его работы ( $P$ ,  $L$ ,  $\eta$ ). Течение перемещаемой газовой среды в проточных частях вентилятора и, особенно, характер распределения ее по периметру рабочего колеса наиболее существенно зависят от поля скоростей во всасывающем патрубке, которое формируется в подводящих каналах. Например, при подводе воздуха к вентилятору с помощью отвода (рис. 4.2) и при производительности вентилятора, равной  $L^*$  (соответствует  $\eta = \eta_{\text{max}}$  по каталожной характеристике), часть периметра рабочего колеса перемещает воздух на режиме  $L > L^*$ , а часть периметра – на режиме  $L < L^*$ . Естественно, что действитель-

ный КПД вентилятора в этом случае будет меньше максимального. Это видно по характеру зависимости  $\eta = f(L)$  на рис. 4.3.

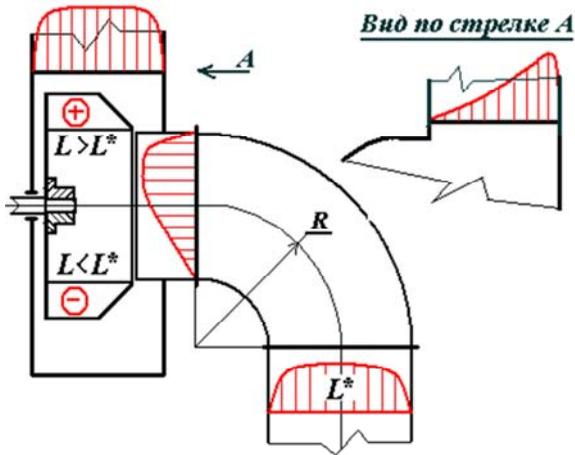


Рис. 4.2. Схема эпюр скоростей воздушных потоков при перемещении воздуха вентилятором.

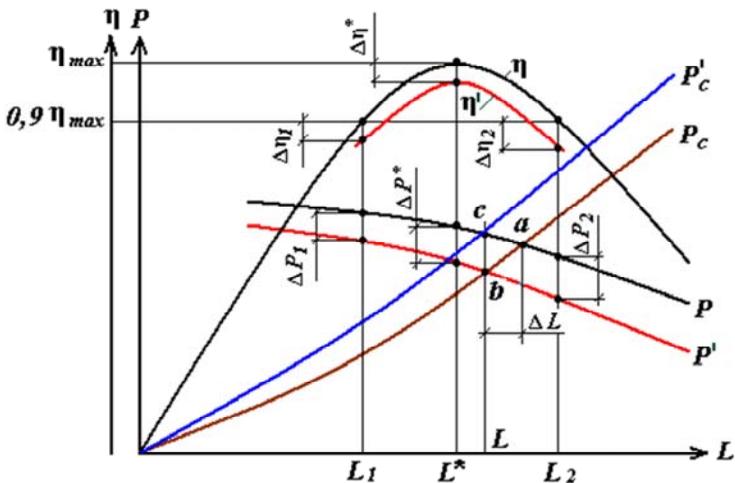


Рис. 4.3. Каталожные ( $P, \eta$ ) параметры вентилятора и параметры вентилятора с учетом влияния на режим работы подводящих и отводящих каналов ( $P', \eta'$ )

Параметры отводящего канала тоже оказывают влияние на характер распределения скоростей в рабочем колесе, а значит, влияют и на характеристику нагнетателя в целом. По указанным выше причинам характеристики  $N = f(L)$ ,  $P = f(L)$ ,  $\eta = f(L)$  в условиях конкретной вентиляционной системы могут отличаться от сведений, представленных в каталогах и справочниках.

Существенное влияние на характеристику вентилятора могут оказывать гибкие вставки, смонтированные не в соответствии с техническими условиями на их применение.

Особо значимо влияние подводящих каналов на параметры вентиляторов с загнутыми вперед лопатками. У вентиляторов данного типа развиваемое давление может снижаться до уровня 50 % от значения, представленного в каталогах и справочниках. По этим причинам при выборе вентиляторов необходимо учитывать указанные обстоятельства и вносить корректировку в каталожные характеристики вентиляторов, а также осознанно назначать конфигурацию подводящих и отводящих каналов.

Снижение давления, развиваемого вентилятором вследствие влияния подводящих и отводящих каналов на аэродинамический режим проточных частей, определяется по выражению

$$\Delta P = (\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}}) P_{\text{дV}}, \quad P' = P - \Delta P, \quad (4.5)$$

где  $\zeta_{\text{вх}}$ ,  $\zeta_{\text{вых}}$  – коэффициенты местных сопротивлений соответственно подводящего и отводящего каналов вентилятора;

$P_{\text{дV}}$  – динамическое давление потока в нагнетающем патрубке вентилятора, определяемое по зависимости

$$P_{\text{дV}} = \left( \frac{L_i}{3600ab} \right)^2 \frac{\rho}{2} = \left( \frac{L_i}{3600F_{\text{вых}}} \right)^2 \frac{\rho}{2}, \quad (4.6)$$

где  $L_i$  – производительность нагнетателя, м<sup>3</sup>/ч;

$a$  и  $b$  – размеры выходного (нагнетающего) патрубка вентилятора, м;

$F_{\text{вых}} = ab$  – площадь выходного патрубка вентилятора, м<sup>2</sup>.

При определении  $\Delta P$  для режимов с  $\eta = \eta_{\max}$  и  $\eta = 0,9\eta_{\max}$  назначается  $L_i$ , которое соответствует производительности вентилятора  $L_1, L^*$  и  $L_2$  (см. рис. 3).

Влияние подводящих и отводящих каналов на величину снижения КПД вентилятора можно определить по зависимости

$$\eta' = \eta(1 - \Delta\bar{\eta} - \zeta_{\text{вых}} \frac{P_{dV}}{P}), \quad (4.7)$$

где  $\eta'$  – КПД вентиляторной установки (с учетом влияния подводящего и отводящего каналов);

$\eta$  – каталожное значение КПД вентилятора;

$P$  – каталожное значение полного давления вентилятора.

Значение  $\eta'$  определяется также для трех значений производительности, т. е.  $L_1, L^*$  и  $L_2$  (рис. 4.3).

Параметры  $\zeta_{\text{вх}}$ ,  $\zeta_{\text{вых}}$  и  $\Delta\bar{\eta}$  представлены в приводимых в приложении таблицах в зависимости от вида подводящего и отводящего канала и формы лопаток на выходе из рабочего колеса.

### 4.3. Пример выбора радиального вентилятора

Приводимая ниже методика выбора радиального вентилятора не распространяется на методику выбора осевых вентиляторов. При выборе осевых вентиляторов учет влияния подводящих и отводящих каналов на характеристику данного типа нагнетателей не производится.

Исходные данные:

– вентилятор предназначен для перемещения условно чистого воздуха, без волокнистых, агрессивных и взрывопожароопасных примесей;

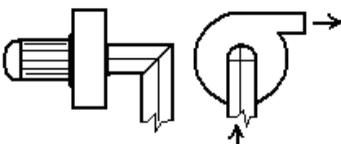
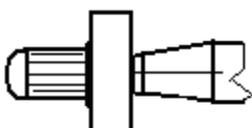
– место установки вентилятора по ГОСТ 15150 для умеренных климатических условий (открыто, не защищен от воздействия атмосферных осадков; под навесом; в техническом помещении и т. д. по выбору студента);

– сведения по трассировке воздухопроводов, позволяющие назначить положение кожуха вентилятора и исполнение вентилятора по вращению рабочего колеса (в контрольной работе по выбору студента);

- расчетные аэродинамические потери в сети (без учета влияния на работу системы подводящих и отводящих каналов)  $P_{\text{расч}} = 948 \text{ Па}$ ;
- расчетный расход воздуха  $L_{\text{расч}} = 27\,275 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;
- суммарная длина магистральных воздуховодов и ответвлений вентиляционной системы – 45 м;
- расчетное барометрическое давление наружного воздуха – 0,099 МПа (745 мм рт. ст.);
- относительная влажность перемещаемого воздуха – 50 %;
- температура перемещаемого воздуха 30 °С; воздух без механических, взрывопожароопасных и агрессивных примесей; расчетная плотность 1,2 кг/м<sup>3</sup>;
- в рассматриваемом примере оценим два варианта устройства подводящих и отводящих каналов вентиляторной установки. Сведения о конструктивных особенностях каналов представлены в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Характеристики подводящих и отводящих каналов

Каналы	Вариант 1	Вариант 2
Подводящие	<p>Схема 2, табл. П2.1</p> 	<p>Конфузор: <math>n = 1,5</math>; <math>\bar{l} = 1,4</math>. Схема 3, табл. П2.1.</p> 
Отводящие	<p>Отвод 90° прямоугольного сечения с <math>R = D_{\text{экв}}</math> (схема 1, табл. П2.3)</p>	<p>Переход с квадратного сечения на круглое (схема 3, табл. П2.3)</p>

*Решение задачи*

Производительность вентилятора с учетом потерь воздуха в нагнетающих воздуховодах и подсоса его во всасывающих воздухопроводах [9, с. 288–291; 10, с. 245–249; 35; 36;]:

$$L = 27\,275 + 0,1 \cdot 27\,275 = 30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Давление вентилятора, приведенное к нормальным условиям [9, с. 288–291; 10, с. 245–249]:

$$P = 948 \cdot \frac{273 + 30}{293} \cdot \frac{0,101}{0,099} \cdot \frac{1,2}{1,2} = 1000 \text{ Па.}$$

Пересчет давления обусловлен отличием температуры, барометрического давления и объемной массы перемещаемого воздуха от условий, для которых построены каталожные характеристики вентиляторов [9, с. 288–291; 10, с. 245–249].

Предварительно по сводному графику характеристик вентиляторов [9, с. 381] или путем перебора индивидуальных характеристик номеров вентиляторов выбранной к применению аэродинамической серии устанавливают типоразмеры, которые могут обеспечить перемещение в сети воздуха с заданными параметрами и с заданными потерями давления и расходом. Для рассматриваемого примера установлено, что этим параметрам удовлетворяют вентиляторы аэродинамической серии ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5. Копия их характеристик представлена на рис. 4.4. Последняя цифра в данной буквенно-цифровой маркировке представляет номер (типоразмер) вентиляторов (диаметр рабочих колес у этих вентиляторов равен соответственно 10 и 12,5 дм).

В каталогах и в прилагаемых графических материалах представлены конструктивные размеры основных элементов вентиляторов.

При выполнении контрольной работы студент может использовать любые доступные справочные материалы, а также каталоги производителей вентиляторов.

На характеристики вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 наносим точки с координатами  $L = 30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $P = 1000 \text{ Па}$ . Точки обозначены буквой «а» (рис. 4.4). Видно, что вентилятор ВР-80-70 № 10 может обеспечить заданные параметры при ближайшем большем числе оборотов  $n = 865 \text{ об/мин}$ , а вентилятор ВР-80-70 № 12,5 при  $n = 685 \text{ об/мин}$ .

Выбранные к установке вентиляторы имеют загнутые назад лопатки (рис. П1.1). По рис. 4.4 устанавливаем, что их максимальный КПД равен  $\eta_{\max} = 0,82$ , соответственно,  $0,9\eta_{\max} = 0,9 \cdot 0,82 = 0,738$  ( $\sim 0,74$ ). Значение  $\eta = 0,74$  является минимально допустимым при эксплуатации данных вентиляторов (по требованиям ГОСТ 10616). На характеристиках вентиляторов (рис. 4.4) представлена только зона

параметров, удовлетворяющая требованиям ГОСТ 10616, а именно  $\eta \geq 0,9\eta_{\max}$ .

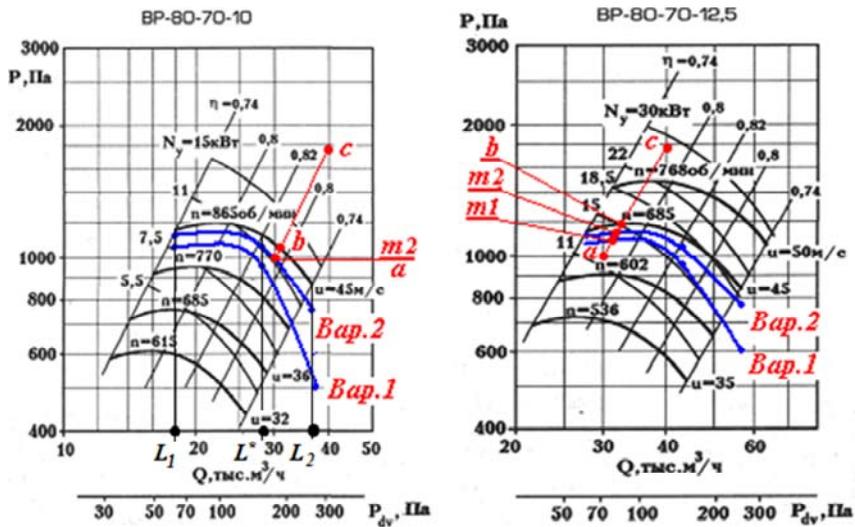


Рис. 4.4. Характеристики вентиляторов BP-80-70-10 и BP-80-70-12,5 с нанесением характеристики сети (линия  $a-c$ ); скорректированные характеристики вентиляторов BP-80-70-10 и BP-80-70-12,5 в соответствии с вариантами 1 и 2 исходных данных по схемам подвода и отвода воздуха

Исходя из уравнения, применяемого для описания зависимости сопротивления вентиляционной сети от расхода в ней воздуха,  $P_c = kL^2$ , по  $L = 30\,000\ \text{м}^3/\text{ч}$  и  $P_c = 1000\ \text{Па}$  находим значение коэффициента  $k = P_c / L^2 = 1000 / 30\,000^2 = 1,111 \cdot 10^{-6}$ . Далее, например, для значения  $L = 40\,000\ \text{м}^3/\text{ч}$  вычисляем  $P_c = 1,111 \cdot 10^{-6} \cdot 40\,000^2 = 1778\ \text{Па}$ . Точку с этими координатами (точки «с» на рис. 4) тоже наносим на характеристики этих вентиляторов. Линия « $a-c$ » на данных графиках с достаточной степенью приближения представляет участок характеристики сети, для работы на которой подбирается вентилятор. Пересечение характеристики сети с характеристиками вентиляторов (точки « $b$ ») и позволяет предварительно определить рабочие параметры вентиляторов при эксплуатации их в данной сети (без учета влияния на режим работы подводящих и отводящих каналов). В рассматриваемых условиях это больше  $30\,000\ \text{м}^3/\text{ч}$ .

Для анализа влияния подводящих и отводящих каналов на аэродинамические характеристики вентиляторов принимаем два варианта их конструктивного решения (табл. 4.1).

Анализ влияния подводящих и отводящих каналов на характеристику вентилятора проводится для трех значений производительности:

– для условия  $\eta = \eta_{\max}$ : для вентилятора ВР-80-70-10 это  $L^* = 28\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ ; для вентилятора ВР-80-70-12,5 это  $L^* = 42\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ ;

– для условия  $\eta = 0,9\eta_{\max}$  (слева от  $\eta = \eta_{\max}$ ): для вентилятора ВР-80-70-10 это  $L_1 = 18\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ ; для вентилятора ВР-80-70-12,5 это  $L_1 = 28\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ ;

– для условия  $\eta = 0,9\eta_{\max}$  (справа от  $\eta = \eta_{\max}$ ): для вентилятора ВР-80-70-10 это  $L_2 = 38\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ ; для вентилятора ВР-80-70-12,5 это  $L_2 = 48\ 000\ \text{м}^3/\text{ч}$ .

Параметры  $L_1$ ,  $L^*$  и  $L_2$  определены по характеристикам, методика нахождения их численного значения показана на рис. 4.4 по характеристике вентилятора ВР-80-70-10.

Для вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 и принятых для анализа чисел оборотов рабочего колеса для режимов  $L_1$ ,  $L^*$  и  $L_2$  с учетом назначенных схем подвода и отвода воздуха (вариант 1) определим по таблицам П2.1 и П2.3 приложения 2 значения  $\xi_{\text{вх}}$ ,  $\xi_{\text{вых}}$ , и  $\Delta\bar{\eta}$ . Результаты представлены в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Вентилятор	a, мм	b, мм	$F_{\text{вых}}$ , м <sup>2</sup>	Параметр	Вариант 1			Вариант 2		
					$L_1$ ( $\eta = 0,74$ )	$L^*$ ( $\eta_{\max} = 0,82$ )	$L_2$ ( $\eta = 0,74$ )	$L_1$ ( $\eta = 0,74$ )	$L^*$ ( $\eta_{\max} = 0,82$ )	$L_2$ ( $\eta = 0,74$ )
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ВР-80-70-10, 865 об/мин	700	700	0,49	$L$ , м <sup>3</sup> /ч	18 000	28 000	38 000	18 000	28 000	38 000
				$P$ , Па	1150	1100	850	1150	1100	850
				$\zeta_{\text{вх}}$	1	1	1	0,2	0,3	0,3
				$\zeta_{\text{вых}}$	0,6	0,2	0,3	0,1	0,1	0,1
				$\Delta\bar{\eta}$	0,08	0,08	0,2	0,01	0,04	0,07
				$\Delta P$ , Па	100	181	362	19	60	111
				$\eta'$	0,66	0,73	0,52	0,73	0,78	0,66
$P'$	1050	919	488	1131	1040	739				

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ВР-80-70-12,5, 685 об/мин	875	875	0,766	$L, \text{ м}^3/\text{ч}$	28 000	42 000	48 000	28 000	42 000	48 000
				$P, \text{ Па}$	1150	1100	840	1150	1100	840
				$\xi_{\text{ВХ}}$	1	1	1	0,2	0,3	0,3
				$\xi_{\text{ВЫХ}}$	0,6	0,2	0,3	0,1	0,1	0,1
				$\Delta\bar{\eta}$	0,08	0,08	0,2	0,01	0,04	0,7
				$\Delta P, \text{ Па}$	99	167	236	19	56	73
				$\eta'$	0,66	0,73	0,54	0,73	0,78	0,67
$P'$	1051	933	604	1131	1044	767				

**Примечание:**  $a$  и  $b$  – размеры нагнетающего патрубка вентиляторов.

Снижение давления вентилятора ВР-80-70-10 для режима работы  $L = L_1$  определим по формулам (4.5) и (4.6):

$$\Delta P = (\xi_{\text{ВХ}} + \xi_{\text{ВЫХ}}) P_{dV} = (1 + 0,6) \cdot \left( \frac{18\,000}{3600 \cdot 0,49} \right)^2 \frac{1,2}{2} = 100 \text{ Па},$$

где «0,49» – площадь выхлопного отверстия вентилятора ВР-80-70-10 (устанавливается по каталогу производителя или по справочной литературе).

А фактический КПД вентиляторной установки – по формуле (4.7):

$$\eta' = \eta \left( 1 - \Delta\bar{\eta} - \xi_{\text{ВЫХ}} \frac{P_{dV}}{P} \right) = -0,74 \left( 1 - 0,08 - 0,6 \frac{62,47}{1150} \right) = 0,66.$$

Значение  $P_{dV}$  можно определить и по шкале, расположенной в нижней части рис. 4.4.

Результаты проведенного расчета значений  $\Delta P$  и  $\eta'$  для выбранных к возможному применению вентиляторов и режимов работы  $L_1$ ,  $L^*$  и  $L_2$  сведены в табл. 4.2. Полученные данные позволили по аналогии с рис. 4.3 построить скорректированные характеристики  $P = f(L)$  вентиляторов ВР-80-70-10 и ВР-80-70-12,5 (рис. 4.4) для вариантов 1 и 2 конфигурации подводящих и отводящих каналов.

Приведенные в табл. 4.2 и на рис. 4.4 данные убедительно показывают влияние подводящих и отводящих каналов на эксплуатационные (фактические) характеристики вентиляторов.

Приведенные на рис. 4.4 результаты показывают, что вентилятор ВР-80-70-10 при назначенных подводящих и отводящих каналах по варианту 1 не может обеспечить требуемый расход воздуха в данной сети, т. к. точка «а» лежит выше скорректированной характеристики работы вентилятора. Вентилятор ВР-80-70-12,5 (рабочая точка «m1») при  $n = 685$  об/мин с некоторым запасом обеспечит подачу требуемого количества воздуха в данную вентиляционную систему. При подключении его по варианту 2 он с большим запасом обеспечивает подачу воздуха в сеть. Рабочие параметры вентилятора в этом случае представлены точкой  $m2$ .

Результаты определения фактических параметров работы вентиляторов в рассматриваемой сети при различных вариантах устройства подводящих и отводящих каналов представлены в табл. 4.3. Здесь же даны результаты расчета затрат на оплату электроэнергии, потребляемой вентиляторами за 1 год эксплуатации при односменной работе 250 дней в году.

В табл. 4.3 представлены результаты расчета  $C$  для  $C_э = 0,24$  руб/кВт·час и  $N_{потр}$  по формуле (3.3), в которой принято, что  $\tau_{дн} = 250$  – среднее число рабочих дней в году;  $\tau_{см} = 8$  ч – продолжительность смены;  $P, L, \eta_d$  – фактические параметры работы вентилятора.

Таблица 4.3

Вентилятор	Характер подводящих и отводящих каналов	Фактические параметры работы вентиляторов				$N_y$ , кВт	$\eta_{max}$	$C_э$ , тыс. руб
		$P$ , Па	$L$ , м <sup>3</sup> /ч	$N_{потр}$ , кВт	$\eta'$			
ВР-80-70-12,5 $n = 685$ об/мин	Вариант 1	1080	31000	12,6	0,74	15	0,82	6,032
ВР-80-70-10 $n = 865$ об/мин	Вариант 2	1000	30000	11,0	0,76	11		5,263
ВР-80-70-12,5 $n = 685$ об/мин		1150	32000	13,8	0,74	15		6,631

**Примечание:** КПД, выделенный индексом «\*», определяется путем интерполяции по строкам значений  $\eta_d$  в табл. 4.2 в зависимости от значения  $L$ , приведенного в табл. 4.3. Например, по варианту 1 конфигурации подводящих и отводящих каналов вентилятор ВР-80-70 № 12,5 имеет производительность 31 000 м<sup>3</sup>/ч, которая находится в интервале  $L_1 = 28\ 000 \dots L^* = 42\ 000$  м<sup>3</sup>/ч (табл. 4.2). Интерполяция между соответствующими значениями КПД ( $\eta' = 0,73$  и  $0,78$ ) позволила установить действительный КПД вентилятора для этого режима работы,  $\eta_d \approx 0,74$ .

В табл. 4.4 приведены акустические характеристики вентиляторов, участвующих в процессе подбора.

Таблица 4.4

Вентилятор	$n$ , об/мин	Значение $L_{pi}$ , дБ, в октавных полосах, Гц								$L_p(A)$ , дБА
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
ВР-80-70 № 10	865	95	98	94	92	89	84	77	68	94
ВР-80-70 № 12,5	685	97	100	96	94	91	86	79	70	97

Акустические характеристики вентиляторов измерены со стороны нагнетания при номинальном режиме работы вентиляторов, ( $L = L^*$ ,  $\eta = \eta_{\max}$ ). На стороне всасывания уровни звуковой мощности на 3 дБ ниже уровней, приведенных в таблице. На границах рабочего участка аэродинамической характеристики ( $\eta = 0,9\eta_{\max}$ ), уровни звуковой мощности на 3 дБ выше уровней звуковой мощности, соответствующих номинальному режиму работы вентиляторов.

Уровень шума вентиляторов превышает установленные нормы для производственных помещений и для жилой застройки. По этой причине при разработке системы вентиляции, обслуживаемой данными вентиляторами, необходимо предусмотреть мероприятия по защите персонала и прилегающей территории от шума [34].

Затраты на оплату потребляемой приводом вентиляторов электроэнергии имеют существенные отличия. Объясняется это, прежде всего, превышением фактических потерь давления  $P$  и расхода воздуха  $L$  в сети над требуемыми значениями этих параметров ( $P = 1000$  Па,  $L = 30\,000$  м<sup>3</sup>/ч). Вентилятор ВР-80-70 № 10 имеет минимальные из приведенных данных показатели по потреблению электроэнергии.

Анализ приведенных в табл. 4.3 данных показывает:

– КПД вентиляторов в фактическом режиме эксплуатации при конфигурации подводящих и отводящих каналов по вар. 2 удовлетворяет требованиям ГОСТ 10616, т. е.  $\eta' \geq 0,9\eta_{\max} = 0,9 \cdot 0,82 = 0,74$ , при конфигурации подводящих и отводящих каналов по вар. 1 – только вентилятор ВР-80-70 № 12,5;

– в принятых к установке вентиляторах потребляемая мощность  $N_{\text{потр}}$  в пределах точности проведенных расчетов равна или меньше установленной  $N_y$  (номинальной мощности электропривода).

Окончательное решение:

В вентиляторной установке принимается конфигурация подводящих и отводящих каналов по вар. 2:

– вентилятор ВР-80-70 № 10 с колесом  $D_n$ , обеспечивающий  $P = 1000$  Па и  $L = 30\,000$  м<sup>3</sup>/ч при  $n = 865$  об/мин;  $N_y = 11$  кВт;  $\eta_d = 0,76$  ( $\eta_{\max} = 0,82$ );

– вентилятор 5-го конструктивного исполнения (по ГОСТ 5976);

– вентилятор левого (или правого, принимается в соответствии с трассировкой конкретной вентиляционной сети) вращения;

– положение кожуха (указывается по ГОСТ 5976 в соответствии с трассировкой конкретной вентиляционной сети).

Вентилятор ВР-80-70 № 10 удовлетворяет условию  $\eta_d \geq 0,9\eta_{\max}$ , эксплуатация этого вентилятора по сравнению с конкурирующим образцом позволяет сэкономить примерно 1000 бел. руб./год на оплате потребляемой электрической энергии. Кроме того, стоимость вентилятора ВР-80-70 № 10 на рынке ниже стоимости вентилятора ВР-80-70 № 12,5.

Параметры привода вентилятора устанавливаются производителем. При необходимости собственного выбора параметров привода (например, при наличии в перемещаемом воздухе механических примесей) этот процесс осуществляется в следующей последовательности:

– назначается мощность электродвигателя в соответствии с зависимостью 4.4;

– по требуемому числу оборотов рабочего колеса вентилятора и фактическому числу оборотов принятого к установке электродвигателя выбираются диаметры шкивов вентилятора и привода;

– в соответствии с методикой расчета клиноременных передач назначается сечение клинового ремня;

– уточняется диаметр шкивов в соответствии с выбранным сечением ремня (для каждого сечения ремня устанавливается минимально допустимый диаметр шкива);

– в соответствии с линейной скоростью движения ремня и его сечением определяется передаваемая одним ремнем мощность и далее устанавливается количество ремней, необходимое для передачи мощности от электродвигателя к вентилятору.

Примечание: с методикой расчета клиноременных передач можно ознакомиться в издании «Справочник монтажника. Монтаж вентиляционных систем» (1978).

Методика выбора параметров клиноременных передач приводится в справочниках конструктора, а также в методических и справочных материалах производителей клиновых ремней и производителей вентиляторов.

#### 4.4. Упрощенная методика выбора вентиляторов

При выборе вентилятора студент может воспользоваться приводимой ниже упрощенной методикой учета влияния подводящих и отводящих каналов на выбор радиальных вентиляторов. При выборе вентилятора по упрощенной методике в отчете о выполнении задачи № 2 необходимо привести материалы, поясняющие влияние подводящих и отводящих каналов на параметры работы вентиляторов.

Анализ данных, приведенных на рис. 4.3, показывает, что выбор вентилятора можно провести и без корректировки его характеристики. Величину  $\Delta P = P_c - P_b$  (рис. 4.3), т. е. снижение давления вентилятора из-за влияния на аэродинамические процессы в проточных частях подводящих и отводящих каналов (зависимость 4.5), можно не вычитать из характеристики вентилятора, а добавить ее к сопротивлению сети:

$$P'_c = P_c + \Delta P. \quad (4.8)$$

*Пример.*

Исходные данные определены выше ( $P = 1000$  Па,  $L = 30\,000$  м<sup>3</sup>/ч).

Для вентилятора ВР-80-70-10 с  $n = 865$  об/м при  $L_1 = 18\,000$  м<sup>3</sup>/ч,  $L^* = 28\,000$  м<sup>3</sup>/ч,  $L_2 = 38\,000$  м<sup>3</sup>/ч и расчетным расходом  $L = 30\,000$  м<sup>3</sup>/ч путем линейной интерполяции по данным табл. 4.2 определяем, что

$$\zeta_{\text{вх}} = 0,3; \zeta_{\text{вых}} = 0,1; \Delta\bar{\eta} = 0,046.$$

По формулам (4.5)–(4.8)

$$\begin{aligned} \Delta P &= (\zeta_{\text{вх}} + \zeta_{\text{вых}}) P_{dV} = \\ &= (0,3 + 0,1) \left( \frac{30\,000}{3600 \cdot 0,49} \right)^2 \frac{1,2}{2} = 0,4 \cdot 173,47 = 69 \text{ Па;} \end{aligned}$$

$$\eta' = \eta(1 - \Delta\bar{\eta} - \zeta_{\text{вых}} \frac{P_{dV}}{P}) = 0,81 \left( 1 - 0,046 - 0,1 \frac{173,47}{1069} \right) = 0,76;$$

$$P'_c = P_c + \Delta P = 1000 + 69 = 1069 \text{ Па.}$$

Находим значение коэффициента

$$k = P'_c / L^2 = 1069 / 30\,000^2 = 1,188 \cdot 10^{-6}.$$

Далее по аналогии с вышеприведенным примером для значения  $L = 40\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$  вычисляем  $P_c = 1,188 \cdot 10^{-6} \cdot 40\,000^2 = 1901 \text{ Па}$ . Точки с координатами  $P'_c = 1069 \text{ Па}$ ,  $L = 30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и  $P'_c = 1901 \text{ Па}$ ,  $L = 40\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$  (соответственно точки «а» и «с» на рис. 4.5) наносим на характеристику вентилятора ВР-80-70-10. Линия «а-с» на данном графике с достаточным приближением показывает участок характеристики сети, для работы на которой подбирается вентилятор. Пересечение характеристики сети с характеристикой вентилятора (точка «b») и позволяет определить рабочую точку данного вентилятора при эксплуатации в данной сети (с учетом влияния на режим работы подводящих и отводящих каналов). В рассматриваемом примере точки «а» и «b» совпадают (в пределах разрешающей способности графика по определению их положения на координатном поле).

Упрощенная методика выбора вентилятора не позволяет определить графически скорректированное значение КПД и давления вентилятора, однако она в такой же степени, как и приведенная выше методика, позволяет определить действительный расход воздуха в сети. Действительное значение КПД в данном случае необходимо определять расчетным путем.

Потребляемая вентилятором мощность, согласно формуле (3.1),

$$N = \frac{1069 \cdot 30\,000}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,76} = 11,7 \text{ кВт.}$$

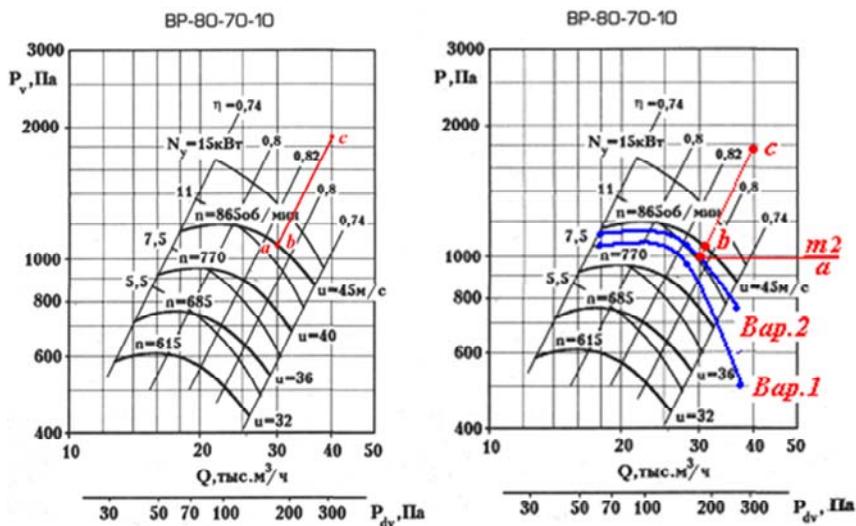


Рис. 4.5. К методике упрощенного выбора вентилятора; копия фрагмента рис. 4.4 с результатами выбора вентилятора BP-80-70-10 по методике [26]

#### 4.5. Анализ результатов выбора вентилятора

Следует отметить, что выбор вентилятора BP-80-70-10 по методике [26] позволил расчетным путем установить, что привод можно комплектовать электродвигателем мощностью 11 кВт (табл. 4.3). В этом случае при производительности 30 000 м<sup>3</sup>/ч снижение давления вентилятора против паспортных данных при подключении его по варианту 2 составляет 69 Па (получено путем интерполяции по данным табл. 4.2). Но при этом снизился и его КПД. В целом, в соответствии с зависимостью 3.1, получено, что мощность привода в 11 кВт достаточна для обеспечения работы вентиляторной установки (см. данные табл. 4.3).

При выборе вентилятора по упрощенной методике к расчетному сопротивлению сети ( $P = 1000$  Па) добавляется дополнительное сопротивление (69 Па), что в соответствии с зависимостью 3.1 приводит к увеличению требуемой мощности привода. Вентилятор необходимо комплектовать электродвигателем 15 кВт.

Этот пример показывает, что в случае возникновения неопределенностей с назначением мощности привода нужно пользоваться методикой по [26], особенно при выборе вентиляторов среднего и высокого давления.

В рассматриваемом примере на  $1 \text{ м}^3/\text{ч}$  перемещаемого воздуха затрачивается  $11\,000 / 30\,000 = 0,37 \text{ Вт}$  потребляемой электрической энергии. Это меньше, чем рекомендуют нормы Европейского союза для систем вентиляции общего назначения ( $0,5 \text{ Вт}/(\text{м}^3/\text{ч})$ ).

Примечание: при назначении конфигурации отводящих каналов вентиляторов следует пользоваться данными [26].

## ЛИТЕРАТУРА

### Основная:

1. Дячек, П. И. Насосы, вентиляторы, компрессоры / П. И. Дячек. – М.: АСВ, 2011 и 2013. – 432 с.
2. Поляков, В. В. Насосы и вентиляторы / В. В. Поляков, Л. С. Скворцов. – М.: Стройиздат, 1990. – 336 с.
3. Вахвахов, Г. Г. Работа вентилятора в сети / Г. Г. Вахвахов. – М.: Стройиздат, 1975. – 101 с.
4. Карасев, Б. В. Насосные и воздуходувные станции / Б. В. Карасев. – Мн.: Вышэйшая школа, 1990. – 285 с.
5. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В. М. Черкасский. – М.: Энергия, 1984. – 416 с.
6. Дячек, П. И. Лабораторный практикум по насосам, вентиляторам, компрессорам / П. И. Дячек, А. Э. Захаревич. – Мн.: БНТУ, 2013. – 60 с.

### Дополнительная:

7. Пеклов, А. А. Гидравлические машины и холодильные установки / А. А. Пеклов. – Киев: Віща школа, 1971. – 276 с.
8. Бромлей, М. Ф. Гидравлические машины и холодильные установки / М. Ф. Бромлей. – М.: Стройиздат, 1971. – 260 с.
9. Справочник проектировщика. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1977.
10. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 3. Книга 1. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1992.
11. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 3. Книга 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1992.
12. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Часть 1. Отопление. – М.: Стройиздат, 1990.
13. Справочник проектировщика. Отопление, водопровод, канализация. – М.: Стройиздат, 1975.
14. Водяные тепловые сети. Справочное пособие по проектированию / И. В. Беляйкина, В. П. Витальев, Н. К. Громов [и др.]; под ред. Н. К. Громова, Е. П. Шубина. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.

15. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: Справочник / В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж [и др.]. – изд. 3-е перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с.

16. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / И. Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.

17. Соломахова, Т. С. Центробежные вентиляторы / Т. С. Соломахова, К. В. Чебышева. – М.: Машиностроение, 1975. – 176 с.

#### Нормативная литература:

18. ГОСТ 10616. Вентиляторы радиальные и осевые. Основные размеры и параметры.

19. ГОСТ 17398. Насосы. Термины и определения.

20. ГОСТ 12.3.018. Системы вентиляционные. Методы аэродинамических испытаний.

21. ГОСТ 9366. Насосы осевые. Общие технические условия.

22. ГОСТ 5976. Вентиляторы радиальные общего назначения. Общие технические условия.

23. ГОСТ 12.2.028. Вентиляторы общего назначения. Методы определения шумовых характеристик.

24. ГОСТ 10921. Вентиляторы радиальные и осевые. Методы аэродинамических испытаний.

25. Правила устройства, монтажа и безопасной эксплуатации взрывозащищенных вентиляторов, ПУМБЭВВ.

26. Пособие к СНиП 2.04.05. Раздел 11. Вентиляторные установки. – М.: 1988.

27. ГОСТ 14442. Вентиляторы осевые общего назначения. Общие технические условия.

28. ГОСТ 24814. Вентиляторы крышные радиальные. Общие технические условия.

29. ГОСТ 24857. Вентиляторы крышные осевые. Общие технические условия.

30. ГОСТ 30121. Вентиляторы крышные осевые. Размеры и параметры.

31. ГОСТ 27854. Насосы динамические. Ряд основных параметров.

32. ГОСТ 6134. Насосы динамические. Методы испытаний.

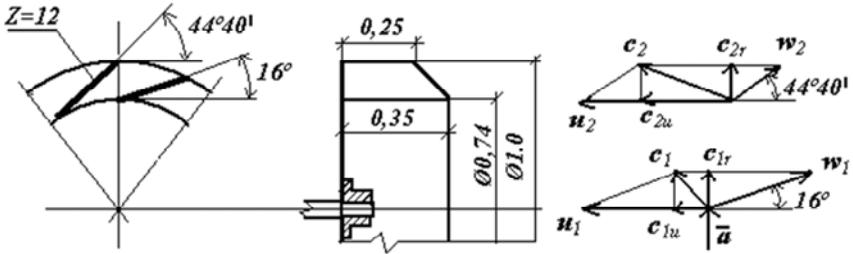
33. ГОСТ 22247. Насосы центробежные консольные для воды. Основные параметры и размеры. Требования безопасности. Методы контроля.

34. СН 2.04.01. Защита от шума.

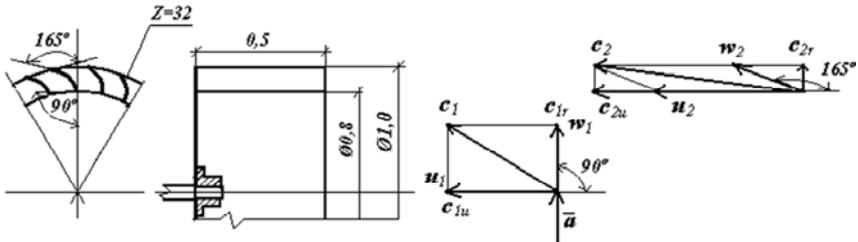
35. СН 4.02.03. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.

Примечание: при изучении курса и решении задач контрольной работы, кроме рекомендуемого пособием перечня литературы и нормативных источников, допускается использовать сведения из Интернет-ресурсов, справочные материалы и каталоги производителей нагнетателей, а также другие литературные источники, содержание которых соответствует профилю изучаемой дисциплины.

Возможные планы скоростей и аэродинамические схемы рабочих колес вентиляторов



Ц4-70, Ц4-75, Ц4-76 (ВР80-77, ВР-80-70)



Ц14-46

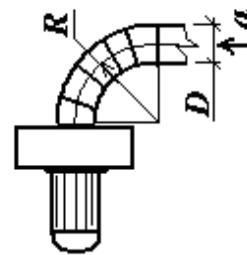
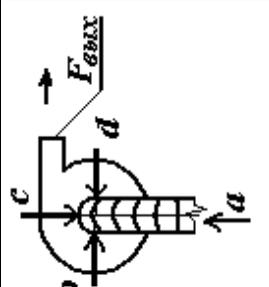
Рис. П1.1. Аэродинамические схемы рабочих колес вентиляторов

У пылевых вентиляторов ЦП7-40, Ц6-45 и Ц6-46 загнутые вперед лопатки. Угол установки выходных кромок – 135°. У вентиляторов ВР-100-45 радиально оканчивающиеся лопатки.

Схемы и значение параметров  $\xi_{\text{вх}}$ ,  $\xi_{\text{вх}}$  и  $\Delta\bar{\eta}$  для различных элементов ввода воздуха в вентилятор и отвода его от вентилятора

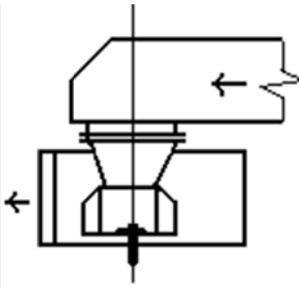
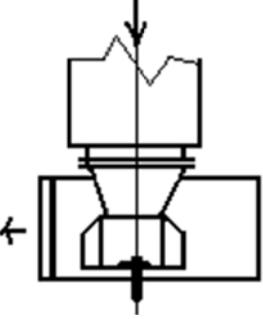
Таблица П2.1

Значения параметров  $\xi_{\text{вх}}$  и  $\Delta\bar{\eta}$  для вентиляторов с загнутыми назад лопатками

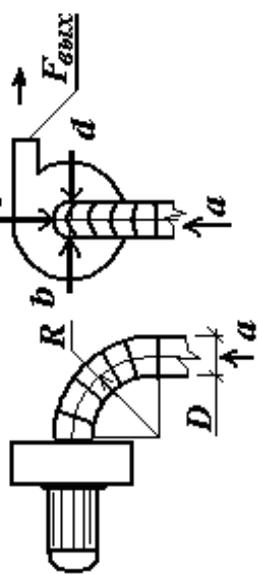
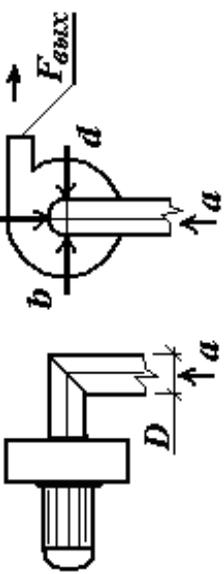
№ схемы	Схема элемента ввода воздуха в вентилятор	Характеристика элемента ввода воздуха	Параметр	Режим работы вентилятора		
				$L_1$	$L^*$	$L_2$
1		3	4	5	6	7
1		$R = (1,0 \dots 1,5)D$ , для всех направлений ( $a, b, c, d$ ) подвода	$\xi_{\text{вх}}$	0,4	0,45	0,36
			$\Delta\bar{\eta}$	0,01	0,02	0,02

1	2	3	4	5	6	7
2		Для всех направлений (a, b, c, d) подвода	$\xi_{\text{вх}}$	1,0	1,0	1,0
3	$\bar{l} = \frac{l}{D_0}, n = \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2$	$n = 0,4$	$\xi_{\text{вх}}$	0,5	0,5	0,1
		$n = 0,5$	$\Delta\bar{\eta}$	0,03	0,05	0,2
		$n = 0,7$	$\xi_{\text{вх}}$	0,8	0,4	0,3
		$n = 1,5$	$\Delta\bar{\eta}$	0,02	0,06	0,06
		$n = 1,5$	$\xi_{\text{вх}}$	0,7	0,3	0,2
		$n = 1,5$	$\Delta\bar{\eta}$	0,07	0,07	0,05
		$n = 1,5$	$\xi_{\text{вх}}$	0,5	0,5	0,3
		$n = 1,5$	$\Delta\bar{\eta}$	0,03	0,06	0,08
		$n = 2,0$	$\xi_{\text{вх}}$	0,2	0,3	0,3
		$n = 2,0$	$\Delta\bar{\eta}$	0,01	0,04	0,07
$n = 2,0$	$\xi_{\text{вх}}$	0,5	0,8	0,8		
$n = 2,0$	$\Delta\bar{\eta}$	0,02	0,10	0,21		
$n = 2,0$	$\xi_{\text{вх}}$	0,2	0,3	0,7		
$n = 2,0$	$\Delta\bar{\eta}$	0,02	0,04	0,08		

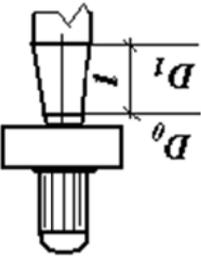
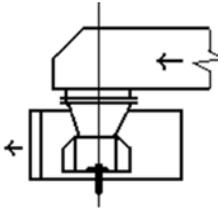
Окончание табл. П2.1

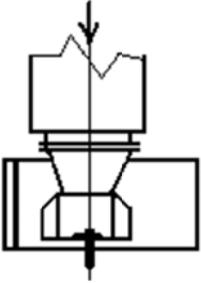
1	2	3	4	5	6	7
4		Коллектор с поворотом воздуха при подводе	$\xi_{\text{вх}}$	0,3–0,7		
5		Коллектор без поворота воздуха при подводе	$\xi_{\text{вх}}$	–	–	–
			$\Delta\eta$	–	–	–

Значения параметров  $\xi_{\text{вх}}$  и  $\Delta\bar{\eta}$  для вентиляторов с загнутыми вперед лопатками

№ схемы	Схема элемента ввода воздуха в вентилятор	Характеристика элемента ввода воздуха	Параметр	Режим работы вентилятора			
				$L_1$	$L_2$		
1	2	3	4	5	6	7	
			$\xi_{\text{вх}}$	0,4	0,4	0,35	
1		$R = (1,0 \dots 1,5)D$ , для всех направлений ( <i>a, b, c, d</i> ) подвода	$\Delta\bar{\eta}$	0,05	0,05	0,1	
			$\xi_{\text{вх}}$	2,0	2,0	2,0	
2		Для всех направлений ( <i>a, b, c, d</i> ) подвода	$\Delta\bar{\eta}$	0,3	0,3	0,4	

Продолжение табл. П2.2

1	2	3	4	5	6	7	
3	 $\bar{l} = \frac{l}{D_0}, n = \left( \frac{D_0}{D_1} \right)^2$	$n = 0,4-0,7$	$\bar{l} = 1,5$	$\xi_{\text{вх}}$	0,0	0,0	
				$\Delta\bar{\eta}$	0,0	0,0	
		$n = 1,5$	$\bar{l} = 0,5$	$\xi_{\text{вх}}$	0,0	0,2	0,2
				$\Delta\bar{\eta}$	0,04	0,08	0,12
			$\bar{l} = 0,8$	$\xi_{\text{вх}}$	0,1	0,15	0,1
				$\Delta\bar{\eta}$	0,0	0,03	0,06
	$\bar{l} = 1,5$		$\xi_{\text{вх}}$	0,2	0,2	0,15	
			$\Delta\bar{\eta}$	0,05	0,06	0,09	
	4		$n = 2,0$	$\bar{l} = 0,5$	$\xi_{\text{вх}}$	0,5	0,8
					$\Delta\bar{\eta}$	0,08	0,2
			$\bar{l} = 0,8$	$\xi_{\text{вх}}$	0,3	0,3	0,2
				$\Delta\bar{\eta}$	0,06	0,06	0,11
$\bar{l} = 1,5$			$\xi_{\text{вх}}$	0,4	0,5	0,4	
			$\Delta\bar{\eta}$	0,07	0,14	0,22	
			Коллектор с поворотом воздуха при подводе	$\xi_{\text{вх}}$	0,2-0,85		
				$\Delta\bar{\eta}$	0,04-0,08		

1	2	3	4	5	6	7
5		Коллектор без поворота воздуха при подводе	$\xi_{\text{вх}}$	0,0	0,0	0,0
			$\Delta\bar{\eta}$	0,0	0,0	0,0

Значения параметра  $\xi_{\text{вых}}$  для вентиляторов  
с загнутыми вперед и назад лопатками

№ схемы	Характеристика элемента отвода воздуха	Режим работы вентилятора					
		Лопатки загнуты назад			Лопатки загнуты вперед		
		$L_1$	$L^*$	$L_2$	$L_1$	$L^*$	$L_2$
1	Отвод прямоугольного сечения, $R = D_{\text{экв}}$	0,6	0,2	0,3	0,2	0,3	0,3
2	Диффузор с $F_{\text{вых}} / F_{\text{вх}} = 2$ , $\alpha = 14^\circ$ , отвод прямоугольного сечения, $R = D_{\text{экв}}$	0,2	0,2	0,2	0,4	0,2	0,2
3	Переход с квадратного сечения на круглое	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2

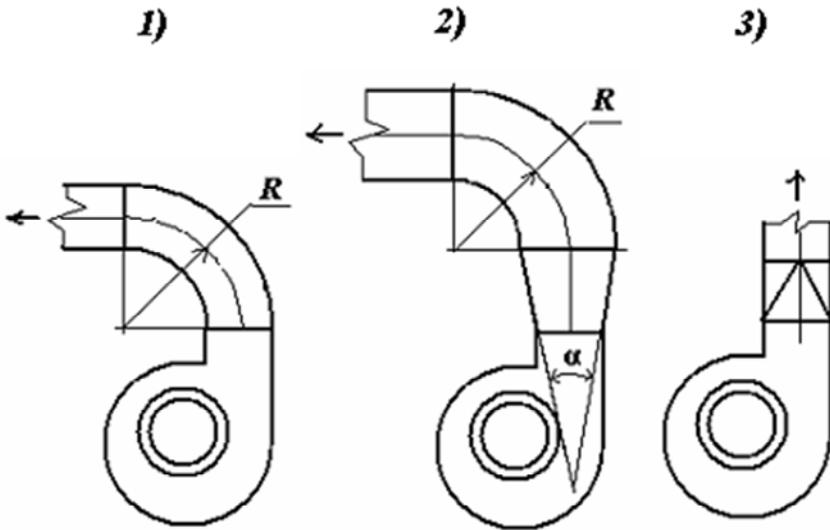


Рис. П2.1. Схемы отводящих каналов вентиляторных установок,  
к табл. П2.3

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Календарный план изучения курса «Насосы, вентиляторы, компрессоры».....	5
2. Контрольные вопросы и вопросы для самопроверки .....	9
3. Контрольная работа.....	12
3.1. Указания к оформлению контрольных вопросов.....	12
3.2. Задача № 1. Анализ совместной работы двух насосов .....	13
3.3. Задача № 2. Выбор вентилятора для работы в сети .....	18
4. Методические указания и примеры выполнения контрольной работы .....	20
4.1. Анализ параметров совместной работы двух насосов.....	20
4.2. Методика выбора вентилятора.....	21
4.3. Пример выбора радиального вентилятора .....	30
4.4. Упрощенная методика выбора вентиляторов.....	39
4.5. Анализ результатов выбора вентилятора.....	41
Литература .....	43
Приложение 1 .....	46
Приложение 2 .....	47

Учебное издание

ДЯЧЕК Петр Иванович

## **НАСОСЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ И КОМПРЕССОРЫ**

Учебно-методическое пособие  
для студентов заочной формы обучения  
специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение,  
вентиляция и охрана воздушного бассейна»

Редактор *Н. А. Костешева*  
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 02.02.2022. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 3,20. Уч.-изд. л. 2,50. Тираж 50. Заказ 722.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.