

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

**А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов, В. В. Киселевич**

# **СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

**ПРАКТИКУМ**

**по выполнению лабораторных работ  
по одноименному курсу  
для студентов специальности 1-43 01 05  
«Промышленная теплоэнергетика»  
дневной и заочной форм обучения**

**Электронный аналог печатного издания**

**Гомель 2018**

УДК 697.9(075.8)  
ББК 38.762.3я73  
О-34

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом  
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 6 от 28.02.2017 г.)*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Электроснабжение»  
ГГТУ им. П. О. Сухого *Т. В. Алферова*

- Овсянник, А. В.**  
О-34 Системы кондиционирования промышленных предприятий : практикум по выполнению лаборатор. работ по одноим. курсу для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» днев. и заоч. форм обучения / А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов, В. В. Киселевич. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – 80 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-380-6.

Содержит теоретические сведения по основным разделам дисциплины, а также материал для проведения экспериментальных измерений, обработки и анализа полученных данных и приобретения навыков технических измерений.

Для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.1.016.4(075.8)  
ББК 31.312я73

ISBN 978-985-535-380-6

© Овсянник А. В., Шаповалов А. В.,  
Киселевич В. В., 2018  
© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2018

# Лабораторная работа № 1

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА

**Цель работы:** ознакомиться с типовыми вариантами схем однозональных систем кондиционирования воздуха с постоянным и переменным расходом приточного воздуха. Произвести измерение основных рабочих характеристик центрального каркасно-панельного кондиционера.

### Краткие теоретические сведения

Основным элементом центральной системы кондиционирования воздуха (КВ) является **центральный кондиционер**, в котором реализуется процесс обработки наружного воздуха либо его смеси с рециркуляционным воздухом. Оборудование для обработки воздуха располагают в отдельном помещении, которое, как правило, удалено от обслуживаемого помещения на некоторое расстояние. Источники теплоты, холода и воды, являющиеся общими для всех центральных систем здания и местных агрегатов, соединены с функциональными блоками системы КВ посредством систем тепло-, холодо- и водоснабжения.

Различают центральные системы кондиционирования воздуха с **постоянным** и **переменным** расходом воздуха. Регулирование параметров состояния влажного воздуха (температура, относительная влажность) в помещении при изменении внутренних и внешних воздействий осуществляется путем изменения количества теплоты, поступающей с приточным воздухом в помещение, а именно температуры либо расхода приточного воздуха. В системах с постоянным расходом воздуха в качестве управляющего воздействия выбирают температуру приточного воздуха, тогда как в системах с переменным расходом – расход и температуру приточного воздуха.

Центральные однозональные системы КВ с **постоянным расходом воздуха** (рис. 1.1) применяются практически для всех помещений с постоянной и переменной нагрузкой, а именно в помещениях большого объема (зрительные залы, аудитории) с равномерно и неравномерно распределенной нагрузкой при высоких значениях отношения явного количества теплоты к полному (малая доля скрытой теплоты), при технологическом кондиционировании воздуха, когда тепловая и влажностная нагрузка чаще всего неизменна, например, в «чистых» помещениях.

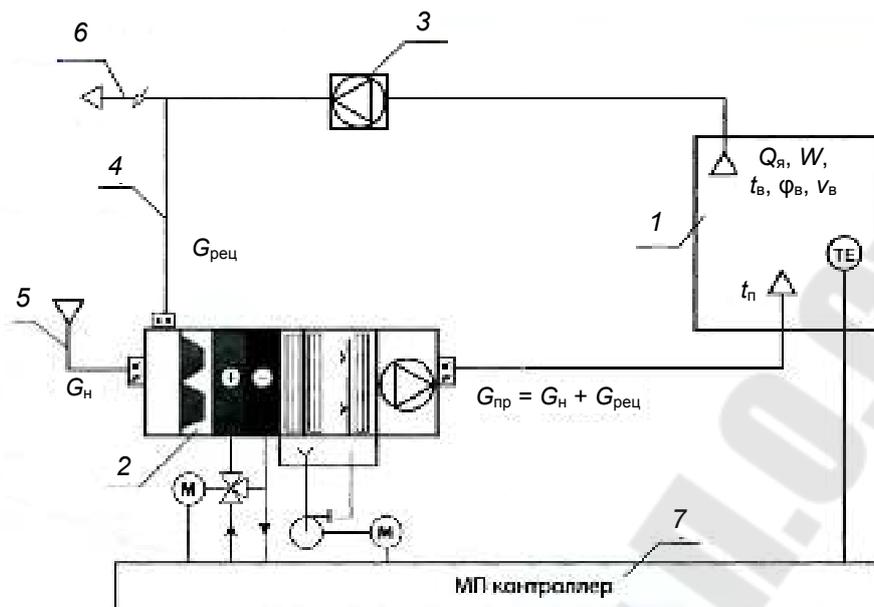


Рис. 1.1. Схема однозональной системы КВ с первой рециркуляцией и постоянным расходом приточного воздуха:

- 1 – помещение; 2 – центральный кондиционер;  
 3 – вытяжной вентилятор; 4 – рециркуляционный воздуховод;  
 5 – воздухозабор; 6 – воздуховод удаляемого воздуха;  
 7 – микропроцессорный контроллер

Однозональные центральные системы КВ – простые и удобные в проектировании, обслуживании и эксплуатации – используют более дешевый способ регулирования температуры внутреннего воздуха, имеют относительно низкие капитальные затраты. Эксплуатационные затраты, связанные с расходом электроэнергии, потребляемой электродвигателем вентилятора, постоянные, значительные и не подлежат изменению.

Центральные однозональные системы КВ с переменным расходом воздуха (рис. 1.2) первоначально обслуживали многозональные помещения или многоквартирные здания, где требовалось только охлаждение в теплый период года. Однако системы с переменным расходом воздуха успешно могут применяться и для одной зоны или помещения большого объема с переменной нагрузкой на системы КВ, что стало возможным с появлением электронных устройств изменения числа оборотов электродвигателя вентилятора – частотного преобразователя и технологии электронной коммутации мотора.

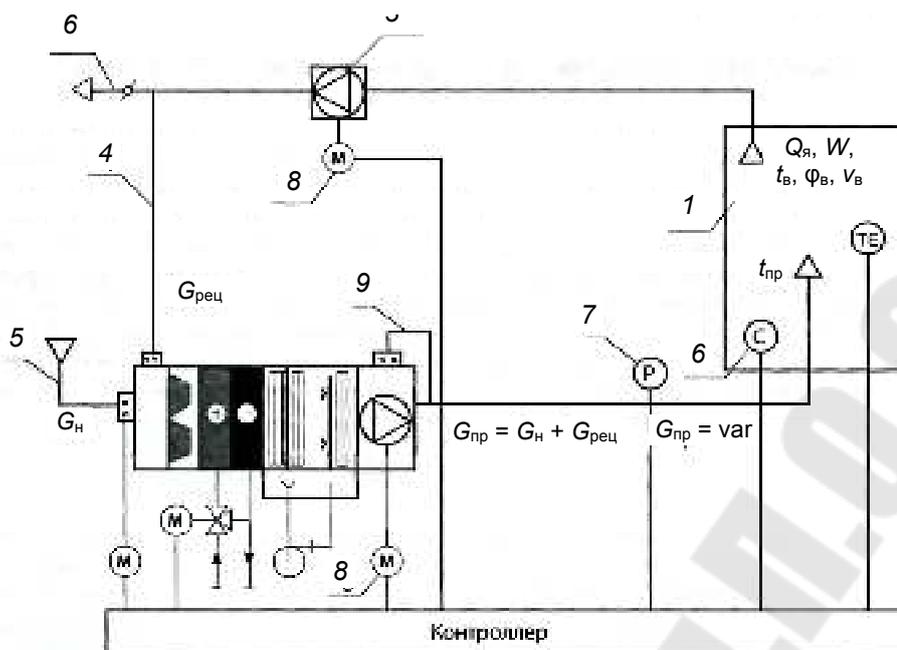


Рис. 1.2. Схема однозональной системы КВ с первой рециркуляцией и переменным расходом приточного воздуха:  
 1 – помещение; 2 – центральный кондиционер; 3 – вытяжной вентилятор;  
 4 – рециркуляционный воздуховод; 5 – воздухозабор;  
 6 – датчик концентрации CO<sub>2</sub>; 7 – датчик статического давления;  
 8 – электропривод вентилятора с переменным числом оборотов; 9 – байпас

Центральные однозональные системы КВ с переменным расходом воздуха могут использоваться для помещений большого объема с низким значением отношения явной теплоты к полной при постоянно изменяющейся нагрузке, когда доля внутренних возмущений больше, чем наружных. Основной недостаток системы связан с техническими ограничениями по сокращению ее производительности. Количество воздуха, подаваемого в помещение, можно уменьшать не более чем на 50 % от расчетного из-за ограничений по глубине регулирования вентиляторов. Работа воздухоохладителей, воздухонагревателей, оросительных камер еще недостаточно изучена в условиях переменного расхода воздуха. Возможна неустойчивая работа при значительном сокращении расхода воздуха, вплоть до аварийных ситуаций.

**Приборы и оборудование:** электронный термоанемометр; датчики температуры и давления; цифровой термогигрометр; центральный каркасно-панельный кондиционер.

## **Требования техники безопасности при работе на установке**

Работа на установке допускается только в присутствии преподавателя либо лаборанта с обязательным выполнением следующих требований:

– перед включением установки необходимо проверить исправность ее защитного заземления, правильность и надежность всех электрических подключений, надежность монтажа и готовность к работе трубопроводов контура циркуляции хладагента;

– при возникновении нештатных ситуаций необходимо выключить холодильную машину, вентилятор и отключить электрическое питание установки.

**Следует помнить**, что запрещается работа кондиционера с открытыми дверками и снятыми панелями, а в помещении лаборатории должна находиться аптечка для оказания первой помощи, в том числе при ожоге и обморожении от попадания на кожные покровы хладагента.

### **Схема и описание лабораторной установки**

Представленный на рис. 1.3 центральный каркасно-панельный кондиционер позволяет осуществлять процессы обработки воздуха (очистка, нагрев и охлаждение), обеспечивающие создание и поддержание в обслуживаемом помещении искусственного климата с заданными параметрами. Номинальная воздухопроизводительность установки составляет  $3150 \text{ м}^3/\text{ч}$ .

В состав кондиционера входят следующие основные элементы и функциональные блоки: воздухозаборный клапан с электроприводом, блоки фильтрации, испарителя (воздухоохладителя), электрокалорифера (электрического воздухонагревателя) и вентилятора, холодильная машина и гибкая вставка, предназначенная для ограничения передачи вибрации от установки обработки воздуха к воздуховоду.

Холодильная машина состоит из моноблочного компрессорно-ресиверного агрегата, внешнего конденсатора, терморегулирующего вентиля (ТРВ) и расположенного внутри приточной камеры испарителя.



Контрольно-измерительные приборы, сообщенные с системой автоматического управления центрального кондиционера: датчики температуры воздуха, термореле аварийного перегрева электрокалорифера, дифференциальные датчики-реле давления воздуха, регулятор и реле давления фреона.

Чертежи, габаритные размеры и основные технические характеристики функциональных блоков центрального кондиционера представлены в Приложении 1.

### **Порядок выполнения работы**

Подать питающее напряжение на установку центрального кондиционирования воздуха.

Включить вентилятор приточной установки.

По выходе вентилятора на стационарный аэродинамический режим произвести измерение подвижности воздуха  $\vartheta_v$  в выходной камере кондиционера.

#### ***Летний режим работы кондиционера (охлаждение воздуха)***

На щите автоматического управления выбрать летний режим работы кондиционера, задать требуемую температуру охлаждения воздуха (приблизительно на 5–10 °С ниже текущего значения температуры воздуха в помещении лаборатории) и запустить холодильную машину.

По достижении установившегося режима (приблизительно 10–15 мин) термогигрометром измерить значения температур и относительных влажностей воздуха на входе ( $t'_{c.t}$ ,  $\varphi'$ ) и выходе ( $t''_{c.t}$ ,  $\varphi''$ ) из кондиционера.

Отключить холодильную машину, вентилятор и снять напряжение с установки кондиционирования воздуха.

#### ***Зимний режим работы кондиционера (нагревание воздуха)***

Подключить центральный кондиционер к электрической сети и включить вентилятор приточной установки.

Посредством переключателя на щите автоматического управления выбрать зимний режим работы кондиционера, задать необходимую температуру нагрева воздуха (приблизительно на 5–10 °С выше текущей температуры) и включить электрокалорифер.

По наступлении стационарного теплового режима выполнить измерение температур и относительных влажностей воздуха на входе ( $t'_{c.t.}$ ,  $\phi'$ ) и выходе ( $t''_{c.t.}$ ,  $\phi''$ ) из установки.

Выключить электрокалорифер и после снижения температуры поверхности его нагревательных элементов до допустимого по условиям противопожарной безопасности уровня отключить вентилятор приточной установки.

Отключить центральный кондиционер от электрической сети.

Результаты измерений занести в табл. 1.1; параметры состояния влажного воздуха, необходимые для исчерпывающего заполнения таблицы, доопределить с использованием  $h-d$ -диаграммы (рис. П.2.1).

Таблица 1.1

### Параметры состояния влажного воздуха

Режим работы кондиционера	Параметры воздуха	$t_{c.t.}, ^\circ\text{C}$	$t_{m.t.}, ^\circ\text{C}$	$t_p, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$d, \text{г/кг}$	$h, \text{кДж/кг}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
«Зима»	на входе							
	на выходе							
«Лето»	на входе							
	на выходе							

### Обработка результатов измерений

Построить процессы изменения состояния влажного воздуха на  $h-d$ -диаграмме для летнего и зимнего режимов работы центрального кондиционера.

По измеренным значениям параметров влажного воздуха на входе в кондиционер и выходе из него рассчитать: производительность по воздуху, тепло- и холодопроизводительность, а также количество влаги, выпадающей из обрабатываемого воздуха в единицу времени.

Рассчитать массовый расход влажного воздуха:

$$m_{в.в} = \vartheta_{в} F_{\text{ВЫХ}} \rho_{в}, \text{ кг/с},$$

где  $F_{\text{ВЫХ}}$  – площадь поперечного сечения выходной камеры кондиционера,  $F_{\text{ВЫХ}} = 0,106 \text{ м}^2$ ;  $\rho_{в}$  – среднее значение плотности воздуха, определяемое из табл. П.2.1 по соответствующим усредненным экс-

периментальным значениям температур воздуха для зимнего и летнего режимов работы кондиционера, кг/м<sup>3</sup>.

Найти массовый расход сухой части влажного воздуха:

$$m_{c.в} = \frac{m_{в.в}}{1 + d \cdot 10^{-3}}, \text{ кг/с,}$$

где  $d$  – среднее влагосодержание воздуха, г/кг.

### ***Режим охлаждения с осушением («мокрое» охлаждение)***

Вычислить явную  $Q_t$ , скрытую  $Q_d$  и полную  $Q_\Sigma$  холодопроизводительности кондиционера:

$$Q_t = m_{c.в} (t'_{c.т} - t''_{c.т}) \cdot (c_{c.в} + c_{в.п} d'' \cdot 10^{-3}), \text{ кВт;}$$

$$Q_d = m_{c.в} (d' - d'') \cdot (r_0 + c_{в.п} t'_{c.т}) \cdot 10^{-3}, \text{ кВт;}$$

$$Q_\Sigma = Q_t + Q_d, \text{ кВт,}$$

где  $c_{c.в}$  – удельная теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении,  $c_{c.в} = 1,006$  кДж/(кг · К);  $c_{в.п}$  – среднее значение удельной теплоемкости перегретого пара в интервале от температуры насыщения до температуры перегрева,  $c_{в.п} = 1,86$  кДж/(кг · К);  $d'$  и  $d''$  – значения влагосодержания воздуха на входе в кондиционер и выходе из него, г/кг;  $r_0$  – теплота парообразования при 0 °С,  $r_0 = 2501$  кДж/кг.

Найти количество влаги, выпадающей из воздуха в единицу времени:

$$W_{в.о} = m_{c.в} (d' - d'') \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с.}$$

В режиме охлаждения без осушения («сухого» охлаждения):

$$Q_\Sigma = Q_t = m_{c.в} (h' - h''), \text{ кВт,}$$

так как  $Q_d = 0$ . Здесь  $h'$  и  $h''$  – значения энтальпии воздуха на входе в центральный кондиционер и выходе из него, кДж/кг.

### ***Режим нагрева***

Определить теплопроизводительность кондиционера:

$$Q_t = m_{c.в} (h'' - h'), \text{ кВт.}$$

## Контрольные вопросы

Центральные системы кондиционирования воздуха с постоянным и переменным расходом воздуха.

Схема однозональной системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией и постоянным расходом приточного воздуха.

Схема однозональной системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией и переменным расходом приточного воздуха.

Устройство и принципиальная схема центрального каркасно-панельного кондиционера.

Определение тепло- и холодопроизводительности центрального кондиционера.

## Лабораторная работа № 2 ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЭЛЕКТРОКАЛОРИФЕРА ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА

**Цель работы:** Ознакомиться с устройством электрических воздухонагревателей, применяемых в системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Выполнить экспериментальное определение теплопроизводительности канального электрокалорифера центрального каркасно-панельного кондиционера.

### Краткие теоретические сведения

Электрические воздухонагреватели, применяемые для нагрева воздуха в системах воздушного отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха и в сушильных установках, также называют **электрокалориферами**. Электрический воздухонагреватель (рис. 2.1) имеет теплообменную поверхность, состоящую из пучка трубчатых электронагревательных элементов (ТЭН), снаружи омываемых потоком воздуха. Проходящий через электрокалорифер воздух нагревается за счет тепловой энергии, выделяющейся при протекании электрического тока по расположенным внутри ТЭН проводникам.

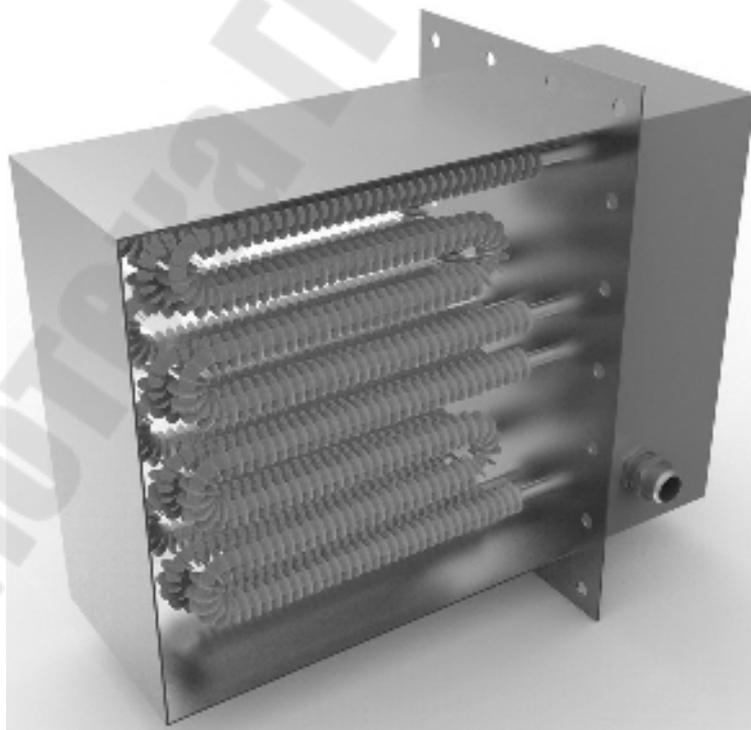


Рис. 2.1. Электрический воздухонагреватель

**Трубчатый нагревательный элемент** (рис. 2.2) представляет собой стальную трубку, внутри которой находится наполнитель с запрессованной в него спиралью из высоколегированной хромоникелевой стали. Наполнителем ТЭН служит порошок плавящего периклаза (оксида магния). Периклазовый наполнитель, обладающий большим электрическим сопротивлением и высокой теплопроводностью, выполняет следующие функции: удерживает спираль в центре трубки, является проводником теплоты от спирали к внутренней стенке трубки, а также электроизолятором между ними. Благодаря герметизации спираль в трубке нагревательного элемента не окисляется, что увеличивает срок его службы.

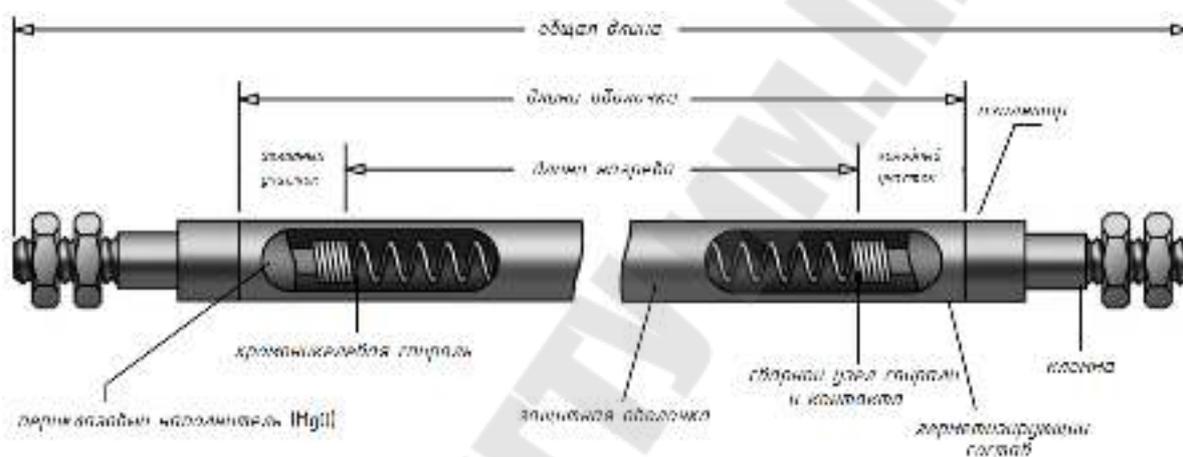


Рис. 2.2. Трубчатый нагревательный элемент электрокалорифера

С целью увеличения площади теплообменной поверхности с воздушной стороны ТЭН оснащают ребрами (рис. 2.3), привариваемыми к стальным либо никелевым контактным стержням, на которые насажены кварцевые изоляторы, а на изоляторы – специальные шайбы для крепления ТЭН к трубной доске, являющейся также и корпусом клеммной коробки электронагревателя.

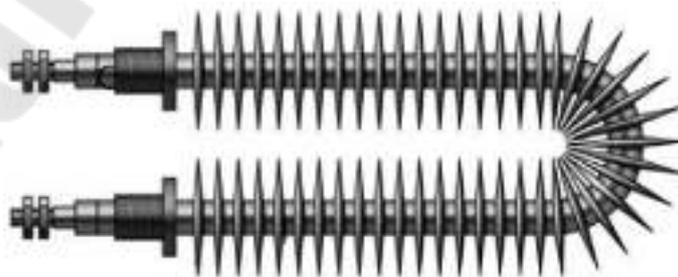


Рис. 2.3. Оребренный трубчатый электронагревательный элемент

Контактные стержни нагревателей соединяют между собой перемычками. Поперечные по ходу воздуха ряды ТЭН группируют в независимые секции, что обеспечивает возможность **ступенчатого регулирования мощности**. Число нагревателей и мощность каждого из них зависят от схемы их соединения и условий размещения; параллельное соединение обеспечивает максимальную мощность, в то время как последовательное – минимальную. При питании электронагревателя от сети трехфазного переменного тока в каждую фазу необходимо последовательно включать элементы одинаковой длины и в одинаковом количестве.

Электрический воздухонагреватель должен оснащаться **термостатом безопасности**, обеспечивающим ограничение максимальной температуры воздуха между элементами (~90 °С) либо предельной температуры на поверхности оребрения (~190 °С). Корпус электрокалорифера должен быть заземлен; сопротивление изоляции не должно быть менее 0,5 МОм.

Количество тепла, выделяющегося в проводниках в стационарном режиме и передаваемого воздуху, определяют по формуле

$$Q = J^2 R = kF(t_{\text{ТЭН}} - t_{\text{в}}), \text{ Дж},$$

где  $J$  – сила тока, А;  $R$  – электрическое сопротивление, Ом;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  – площадь наружной поверхности теплообмена ТЭН, м<sup>2</sup>;  $t_{\text{ТЭН}}$  и  $t_{\text{в}}$  – средние температуры наружной поверхности ТЭН и омывающего их воздуха, °С.

Необходимую мощность нагревателя находят по формуле

$$Q = c_{\text{в}} m_{\text{в}} (t_{\text{в}}'' - t_{\text{в}}'), \text{ кДж},$$

где  $c_{\text{в}}$  – теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К);  $m_{\text{в}}$  – массовый расход воздуха, кг/с;  $t_{\text{в}}'$  и  $t_{\text{в}}''$  – начальная и конечная температуры воздуха, °С.

При оценке предельно допустимых мощностей электронагревательных элементов необходимо учитывать условия их работы, а также **допустимые температуры нагрева  $\bar{t}$**  поверхности трубок, электроизоляционного наполнителя и спиралей. При  $t > \bar{t}$  довольно высока вероятность преждевременного термического износа нагревательных элементов в случае аварийного прекращения подачи воздуха, и, сверх того, даже в режиме нормальной работы к поверхности ТЭН могут пригорать, а впоследствии и разлагаться, содержащиеся в воздухе примеси.

**Приборы и оборудование:** электронный термоанемометр; датчики температуры; электрокалорифер ЭКО-27.

## Схема и описание лабораторной установки

В данной работе исследуется электрический воздушнонагреватель, входящий в состав центрального каркасно-панельного кондиционера, функциональная схема и развернутое изложение устройства которого представлены в лабораторной работе № 1.

Канальный электрокалорифер ЭКО-27 с суммарной электрической мощностью 27 кВт предназначен для систем приточной вентиляции и представляет собой каркас прямоугольного сечения, внутри которого расположены трубчатые оребренные электронагреватели типа ТЭНР49А13/2,5Q(220), расположенные в два ряда, каждый из которых является собой автономную электрическую секцию. Выводы ТЭН размещены в закрытой крышечкой клеммной коробке.

Секции электрокалорифера соединены между собой «звездой» и могут включаться ступенями 33, 67 и 100 % от установленной мощности. Электронагреватели внутри секции соединены параллельно. В корпусе установлены два независимых биметаллических нормально-замкнутых термовыключателя с самовозвратом, один из которых имеет температуру срабатывания 70–100 °С и предназначен для защиты от перегрева воздушного потока, а второй, с температурой срабатывания 100–130 °С – для защиты от возможного пожароопасного возгорания в результате перегрева корпуса. Калорифер предназначен для продолжительной работы в номинальном режиме.

Основные технические характеристики электрического воздушнонагревателя ЭКО-27 приведены в табл. П.1.3.

### Порядок выполнения работы

Измерить начальную температуру обрабатываемого воздуха  $t'_в$ .

Подать питающее напряжение на центральный кондиционер.

Включить вентилятор приточной установки кондиционера и по истечении 3 мин при полностью открытом воздухозаборном клапане анемометром измерить скорость движения воздуха  $\mathcal{V}_в$  в ее выходной камере.

На щите управления выбрать режим «зима», задать требуемую температуру нагрева воздуха  $t''_в$  (приблизительно на 5–10 °С выше  $t'_в$ ) и запустить электрический воздушнонагреватель.

По установлении на выходе из кондиционера температуры воздуха  $t''_в$  зафиксировать время работы  $\tau$  и число задействованных ступеней нагрева  $z$  электрокалорифера.

Выключить электрический воздухонагреватель.

По прошествии времени, необходимого для снижения температуры поверхности электронагревательных элементов до допустимого по условиям противопожарной безопасности уровня, отключить вентилятор приточной установки кондиционера.

Снять питающее напряжение с центрального кондиционера.

По измеренным параметрам рассчитать теплопроизводительность воздухонагревателя.

### Обработка результатов измерений

Найти массовый расход воздуха, проходящего через электрокалорифер:

$$m_B = \vartheta_B F_{\text{вых}} \rho_B, \text{ кг/с,}$$

где  $F_{\text{вых}}$  – площадь поперечного сечения выходной камеры кондиционера,  $F_{\text{вых}} = 0,106 \text{ м}^2$ ;  $\rho_B$  – средняя плотность воздуха,  $\text{кг/м}^3$ .

Определить водяной эквивалент по воздуху:

$$W_B = c_B m_B, \text{ кВт/К,}$$

где  $c_B$  – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении,  $c_B \approx 1,006 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

Рассчитать фактическое значение теплопроизводительности воздухонагревателя:

$$Q^\Phi = W_B (t''_B - t'_B), \text{ кВт.}$$

Найти электрическую мощность установки, необходимую для нагрева воздуха от  $t'_B$  до  $t''_B$ :

$$N' = Q^\Phi, \text{ кВт.}$$

Вычислить использованную электрическую мощность калориферной установки:

$$N = z N_{\text{ном}}, \text{ кВт,}$$

где  $z$  – число задействованных ступеней нагрева (число электрических секций);  $N_{\text{ном}}$  – номинальная электрическая мощность одной ступени (секции), кВт.

Найти запас электрической мощности воздухонагревателя:

$$\psi_N = \frac{N - N'}{N'} \cdot 100 \%$$

Определить количество электрической энергии, потребленной калорифером из сети за время  $\tau$  (количество тепловой энергии, выделившейся за это время в проводниках трубчатых электронагревателей):

$$W_\tau = N\tau, \text{ кДж.}$$

### Контрольные вопросы

Устройство и принцип работы электрического воздухонагревателя.

Конструктивные особенности трубчатых нагревательных элементов.

Схемы соединения электронагревательных элементов.

Термореле безопасности.

Расчет необходимой электрической мощности и теплопроизводительности электрокалориферной установки.

### Лабораторная работа № 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА

**Цель работы:** ознакомиться с режимами работы поверхностного воздухоохладителя и ключевыми факторами, влияющими на его холодопроизводительность. Произвести измерения начальных и конечных параметров охлаждаемого воздуха, по результатам которых рассчитать фактическую производительность воздухоохладителя (испарителя) центрального кондиционера.

#### Краткие теоретические сведения

Воздухоохладителем непосредственного охлаждения называют поверхностный воздухоохладитель, в котором в качестве охлаждающей среды используется кипящий хладагент. Температура кипения хладагента практически постоянна, а вся отбираемая у воздуха тепловая энергия расходуется на фазовое превращение жидкость–пар.

В трубчатых поверхностных воздухоохладителях хладагент циркулирует внутри трубок, снаружи омываемых поперечным потоком охлаждаемого воздуха (рис. 3.1).

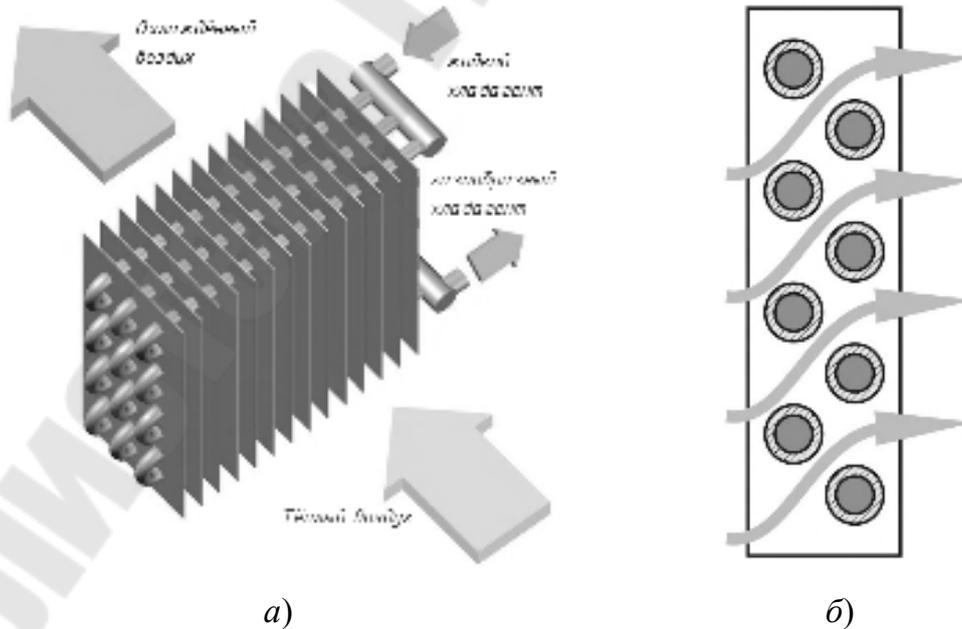


Рис. 3.1. Поверхностный воздухоохладитель:  
а – внешний вид; б – разрез

С целью увеличения теплообменной поверхности со стороны воздуха трубки размещают внутри пакета из тонких сонаправленных воздушному потоку пластин. Трубки обычно изготавливают из меди, а пластины – из алюминия.

В составе центральных кондиционеров воздухоохладители используют, как правило, в качестве отдельных секций охлаждения, расход воздуха через которые определяется частотой вращения рабочего колеса вентилятора. Автономный поверхностный воздухоохладитель, выполняющий функции местного кондиционера, оснащают собственным вентилятором, располагаемым в едином с охладителем корпусе.

В зависимости от средней температуры теплообменной поверхности воздухоохладителя различают **два режима протекания процесса охлаждения воздуха**.

1. Режим «сухого» (без осушения) охлаждения при постоянном влагосодержании, реализуемый в воздухоохладителе, имеющем температуру поверхности выше точки росы охлаждаемого воздуха.

2. Режим «мокрого» (с осушением) охлаждения с понижением влагосодержания, имеющий место в случае, когда температура теплообменной поверхности ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха.

Поверхностные воздухоохладители, работающие в режиме **«мокрого» охлаждения**, характеризуются полной, явной и скрытой холодопроизводительностью. Полная производительность  $Q_{\Sigma}$  определяет мощность, идущую на снижение энтальпии воздуха, т. е. на снижение как его температуры, так и влагосодержания. Явная производительность  $Q_t$  обуславливает мощность, идущую на снижение только температуры воздуха. Скрытая производительность  $Q_d$ , определяемая разностью между  $Q_{\Sigma}$  и  $Q_t$ , учитывает мощность, затрачиваемую на снижение только влагосодержания воздуха. У поверхностных воздухоохладителей, работающих в режиме **«сухого» охлаждения**, скрытая производительность равна нулю, в силу чего полная производительность совпадает с явной.

**Производительность** поверхностных воздухоохладителей в первую очередь зависит от параметров и расхода охлаждаемого воздуха, а также температуры и расхода охлаждающей среды. В табл. 3.1 указаны ключевые факторы, определяющие производительность воздухоохладителей.

**Факторы, оказывающие влияние  
на производительность воздухоохладителей\***

Наименование параметра	Изменение параметра	$Q_{\Sigma}$	$Q_t/Q_{\Sigma}$	$Q_d/Q_{\Sigma}$
Расход воздуха	↑	↑	↑	↓
	↓	↓	↓	↑
Температура воздуха на входе в воздухоохладитель	↑	↑	↓	↑
	↓	↓	↑	↓
Влажность воздуха на входе в воздухоохладитель	↑	↑	↓	↑
	↓	↓	↑	↓
Расход хладагента	↑	↑	↓	↑
	↓	↓	↑	↓
Температура хладагента	↑	↓	↑	↓
	↓	↑	↓	↑

Общее соотношение для расчета производительности поверхностного теплообменного аппарата имеет вид:

$$Q = kF\Delta t_{\ln}, \text{ кВт}, \quad (3.1)$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  – площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\ln}$  – среднелогарифмическая разность температур, °С.

Однако, несмотря на кажущуюся простоту выражения (3.1), его использование для выполнения расчетов сопряжено со значительной сложностью, обусловленной необходимостью индивидуального либо экспериментального определения задействованных в нем параметров. В связи с этим соотношение (3.1) целесообразно применять лишь при разработке новых теплообменных аппаратов.

В то же время на практике зачастую возникает необходимость осуществления быстрой ориентировочной оценки изменения производительности конкретного аппарата при соответствующем изменении температурных условий протекания процесса теплообмена (например, температуры воздуха и/или температуры кипения хладагента). В подоб-

\* В табл. 3.1 приняты следующие обозначения: ↑ и ↓ – повышение и снижение параметра (производительности).

ных случаях возникает потребность в простых и наглядных соотношениях, устанавливающих взаимосвязь между производительностью теплообменника и температурами теплообмениваемых сред.

Запишем такие соотношения, позволяющие определять производительность воздухоохладителя:

– в режиме «сухого» охлаждения воздуха:

$$Q_t = z_t(t'_{c.T} - t_b), \text{ кВт}; \quad (3.2)$$

– в режиме «мокрого» охлаждения воздуха:

$$Q_\Sigma = z_\Sigma(t'_{m.T} - t_b), \text{ кВт}, \quad (3.3)$$

где  $z_t$  и  $z_\Sigma$  – коэффициенты, принимающие условно-постоянное значение для конкретного воздухоохладителя при заданных условиях теплообмена и схеме взаимного движения воздуха и хладагента, кВт/К;  $t'_{c.T}$  и  $t'_{m.T}$  – температуры воздуха по сухому и мокрому термометру на входе в воздухоохладитель, °С;  $t_b$  – температура кипения хладагента, °С.

Коэффициенты  $z_t$  и  $z_\Sigma$  определяются из соотношений:

$$z_t = m_{c.B} c_{B.B} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_t F}{m_{c.B} c_{B.B}}\right) \right], \text{ кВт/К}; \quad (3.4)$$

$$z_\Sigma = m_{c.B} c_m \left[ 1 - \exp\left(-\frac{k_\Sigma F}{m_{c.B} c_m}\right) \right], \text{ кВт/К}, \quad (3.5)$$

где  $m_{c.B}$  – массовый расход сухой части влажного воздуха, кг/с;  $c_{B.B}$  – удельная теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг · К);  $k_t$  и  $k_\Sigma$  – коэффициенты явной и полной теплопередачи от воздуха к хладагенту, кВт/(м<sup>2</sup> · К);  $F$  – площадь поверхности теплообмена воздухоохладителя, м<sup>2</sup>;  $c_m$  – константа, тождественная удельной теплоемкости влажного воздуха и определяемая по выражению

$$c_m = \frac{h' - h''}{t'_{m.T} - t''_{m.T}}, \text{ кДж/(кг · К)}, \quad (3.6)$$

где  $h'$  и  $h''$  – энтальпии воздуха на входе и выходе из воздухоохладителя, кДж/кг;  $t''_{m.T}$  – температура воздуха по мокрому термометру на выходе из воздухоохладителя, °С.

Удельная теплоемкость влажного воздуха выражается соотношением

$$c_{\text{в.в}} = c_{\text{с.в}} + c_{\text{в.п}} d \cdot 10^{-3}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}), \quad (3.7)$$

где  $c_{\text{с.в}}$  – удельная теплоемкость сухого воздуха при постоянном давлении,  $c_{\text{с.в}} = 1,006 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $c_{\text{в.п}}$  – среднее значение удельной теплоемкости перегретого пара в интервале от температуры насыщения до температуры перегрева,  $c_{\text{в.п}} = 1,86 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ;  $d$  – влагосодержание воздуха, г/кг.

**Приборы и оборудование:** электронный термоанемометр; датчики температуры; цифровой термогигрометр; поверхностный воздухоохладитель ВОФ-10.

### Схема и описание лабораторной установки

Объектом исследования в данной работе является поверхностный воздухоохладитель ВОФ-10, входящий в состав центральной установки кондиционирования воздуха, обстоятельное описание схемы и устройства которой изложено в лабораторной работе № 1.

Паспортные значения основных характеристик воздухоохладителя ВОФ-10: объемный расход воздуха  $G_{\text{в.в}}^{\text{НОМ}} = 3150 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; площадь фронтального сечения для прохода воздуха  $f_{\text{в.о}} = 0,129 \text{ м}^2$ ; площадь поверхности теплообмена  $F = 14,34 \text{ м}^2$ ; аэродинамическое сопротивление  $\Delta p_a = 152 \text{ Па}$ ; номинальная холодопроизводительность  $Q^{\text{НОМ}} = 10 \text{ кВт}$ , найденная при следующих условиях: температура  $t_{\text{с.т}}^{\text{НОМ}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  и относительная влажность  $\varphi^{\text{НОМ}} = 50 \%$  воздуха на входе в воздухоохладитель, температура кипения  $t_b^{\text{НОМ}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$  и конденсации  $t_c^{\text{НОМ}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$  фреона R407C.

### Порядок выполнения работы

Термогигрометром измерить температуру по сухому термометру  $t'_{\text{с.т}}$  и относительную влажность  $\varphi'$  необработанного воздуха в помещении лаборатории.

Подать питающее напряжение на установку кондиционирования воздуха.

Включить вентилятор приточной установки кондиционера и по истечении 3 мин при полностью открытом воздухозаборном клапане анемометром измерить скорость движения воздуха  $\vartheta_B$  в ее выходной камере с площадью поперечного сечения  $F_{\text{ВЫХ}} = 0,106 \text{ м}^2$ .

Используя меню микроконтроллера, задать требуемую температуру охлаждения воздуха  $t''_{\text{с.т}}$  (приблизительно на 5–10 °С ниже  $t'_{\text{с.т}}$ ) и запустить холодильную машину.

По достижении на выходе из воздухоохладителя устойчивого значения заданной температуры  $t''_{\text{с.т}}$  выполнить измерение относительной влажности воздуха  $\varphi''$ .

Выключить холодильную машину и вентилятор.

Отключить установку кондиционирования воздуха от электрической сети.

По измеренным параметрам влажного воздуха рассчитать фактическую производительность воздухоохладителя, а также выявить характер реализованного в нем процесса охлаждения (с осушением либо без осушения).

### Обработка результатов измерений

Рассчитать объемный  $G_{\text{в.в}}$  и массовый  $m_{\text{в.в}}$  расходы влажного воздуха:

$$G_{\text{в.в}} = \vartheta_B F_{\text{ВЫХ}}, \text{ м}^3/\text{с};$$

$$m_{\text{в.в}} = G_{\text{в.в}} \rho'_B, \text{ кг/с},$$

где  $\rho'_B$  – начальная плотность воздуха в помещении, кг/м<sup>3</sup>.

Найти массовый расход сухой части влажного воздуха:

$$m_{\text{с.в}} = \frac{m_{\text{в.в}}}{1 + d' \cdot 10^{-3}}, \text{ кг/с},$$

где  $d'$  – начальное влагосодержание воздуха, г/кг.

Определить фактическое значение производительности воздухоохладителя:

$$Q^\Phi = m_{\text{с.в}} (h' - h''), \text{ кВт},$$

где  $h'$  и  $h''$  – начальная и конечная энтальпии воздуха, кДж/кг.

Опираясь на номинальные параметры воздуха ( $t_{c.т}^{\text{НОМ}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  и  $\phi^{\text{НОМ}} = 50 \%$ ), по формулам (3.6) и (3.7) определить  $c_m$  и  $c_{в.в}$ .

Подставляя  $Q^{\text{НОМ}} = 10 \text{ кВт}$  в соотношения (3.2) и (3.3), вычислить значения условно-постоянных коэффициентов  $z_t$  и  $z_\Sigma$ , соответствующих паспортным характеристикам воздухоохладителя, после чего по вытекающим из соотношений (3.4) и (3.5) выражениям найти коэффициенты явной  $k_t$  и полной  $k_\Sigma$  теплопередачи, а также ориентировочное значение безразмерного коэффициента увеличения тепловосприятия наружной поверхностью воздухоохладителя при массобмене  $\xi = k_\Sigma / k_t$ .

Задаваясь постоянным значением  $t_b^{\text{НОМ}} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ , по формуле (3.2) считать  $Q_t$  для температурного промежутка  $t'_{c.т} = [t_{c.т}^{\text{НОМ}}; t_{c.т}^{\text{НОМ}} - n\Delta t]$ . После этого, варьируя температуру кипения хладагента в диапазоне  $t_b = [t_b^{\text{НОМ}}; t_b^{\text{НОМ}} + n\Delta t]$ , рассчитать  $Q_t$  при неизменной температуре воздуха  $t_{c.т} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ . Количество рабочих точек  $n$  и температурный шаг  $\Delta t$  задаются преподавателем. По результатам расчета построить графические зависимости  $Q_t = f(t'_{c.т})$  и  $Q_t = f(t_b)$ . Аналогичные расчеты и графические построения произвести применительно к оценке полной холодопроизводительности  $Q_\Sigma$ , за исключением случая, при котором  $Q_\Sigma = Q_t$ .

Используя ранее найденные значения  $k_t$  и  $k_\Sigma$ , выполнить приведение одного из условно-постоянных коэффициентов ( $z_t$  для охлаждения без осушения либо  $z_\Sigma$  для охлаждения с осушением) к рабочей точке, соответствующей условиям проведения эксперимента (в первом приближении к точке, отвечающей фактическому значению массового расхода сухой части влажного воздуха  $m_{c.в}$ ).

Затем в зависимости от выявленного режима охлаждения воздуха по формуле (3.2) либо (3.3) рассчитать явную  $Q_t$  либо полную  $Q_\Sigma$  холодопроизводительность.

Определить относительную степень расхождения между значениями холодопроизводительности, найденными разными способами:

$$\delta_Q = \frac{|Q^\Phi - \tilde{Q}|}{\frac{1}{2}(Q^\Phi + \tilde{Q})} \cdot 100, \%,$$

где  $\tilde{Q} = Q_t$  либо  $Q_\Sigma$ .

## Контрольные вопросы

Воздухоохладители непосредственного охлаждения.

Режимы работы поверхностных охладителей воздуха.

Определения полной, явной и скрытой производительностей поверхностных воздухоохладителей.

Основные факторы, влияющие на производительность поверхностных воздухоохладителей.

Расчет производительности воздухоохладителей, работающих в режимах «сухого» и «мокрого» охлаждения воздуха.

## Лабораторная работа № 4 ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛА ПАРОКОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА

**Цель работы:** ознакомиться с принципами построения холодильного цикла одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины на  $\lg p-h$ -диаграмме. Провести измерение термодинамических параметров хладагента в характерных точках холодильного контура. По результатам измерений выполнить построение цикла холодильной машины в  $\lg p-h$ -координатах и рассчитать энергетические показатели эффективности ее работы.

### Краткие теоретические сведения

Для наглядного отображения изменений агрегатного состояния хладагента в холодильном цикле широкое применение получили диаграммы состояния, наиболее иллюстративной и удобной из которых является диаграмма давление–энтальпия. С помощью рис. 4.1 опишем процессы, протекающие в холодильном контуре одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины (ПКХМ), заключающем четыре основных элемента, а именно: компрессор, конденсатор, дроссель (терморегулирующий вентиль) и испаритель.

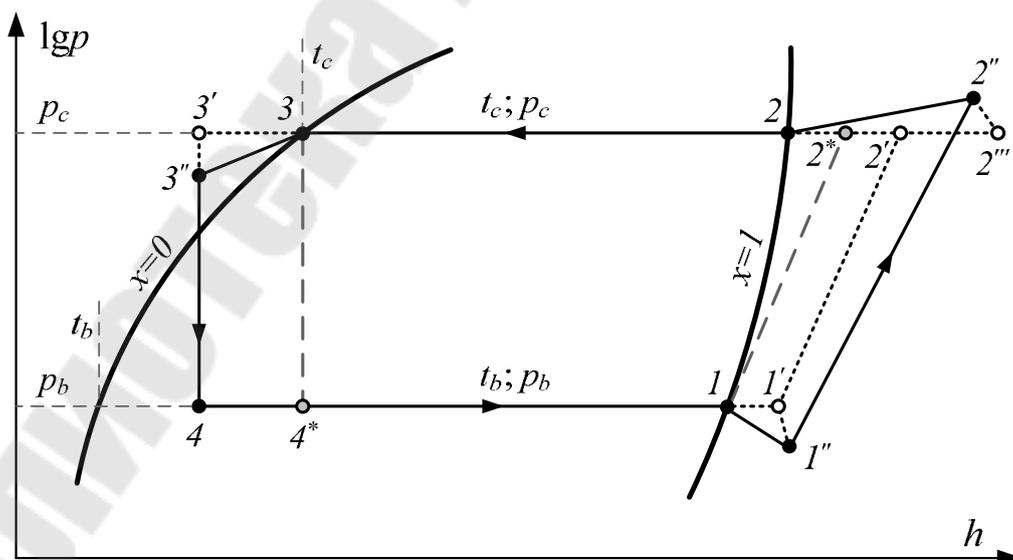


Рис. 4.1. Цикл парокомпрессионной холодильной машины в  $\lg p-h$ -диаграмме

Подробная расшифровка символьно-цифровых обозначений, принятых при построении рис. 4.1, приведена в табл. П.3.1.

**Теоретический цикл** ( $1-2^*-2-3-4^*-1$ ). Насыщенный пар (точка 1) всасывается и адиабатически сжимается в компрессоре до состояния точки  $2^*$  по изоэнтропе; далее из перегретого пар превращается в насыщенный (процесс  $2^*-2$ ), после чего конденсируется (процесс  $2-3$ ) при постоянном давлении конденсации  $p_c$ ; в дросселирующем устройстве происходит снижение давления от  $p_c$  до давления кипения  $p_b$  (процесс  $3-4^*$ ). Несмотря на то что при дросселировании происходит резкое уменьшение давления и температуры, энтальпия процесса  $3-4^*$  неизменна вследствие отсутствия теплообмена с окружающей средой.

**Приближенный цикл** ( $1-1''-2''-2-3-3''-4-1$ ). Реальный цикл холодильной машины отличается от идеального цикла: 1) переохлаждением в соединительных трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством; 2) наличием перегрева в трубопроводах между испарителем и компрессором; 3) отличием реального процесса сжатия хладагента от идеального, которое вызвано теплообменом компрессора с окружающей средой, потерями давления во всасывающем и нагнетательном патрубках компрессора, утечками рабочего вещества и т. д.

Приведем ранее не описанные, но имеющие место в приближенном цикле процессы:

$1-1'$  – процесс, учитывающий перегрев насыщенных паров в испарителе и соединительных трубопроводах; перегрев необходим для исключения влажного хода компрессора и обеспечения его безопасной работы;

$1'-1''$  – потери давления во всасывающем патрубке поршневого компрессора; точка  $1''$  характеризует состояние паров, поступающих в компрессор;

$1''-2''$  – политропа реального процесса сжатия, сопровождающегося теплообменом между рабочим веществом в компрессоре и окружающей средой (в теоретическом цикле процесс осуществляется по адиабате  $1-2^*$ ). Положение точки  $2''$  учитывает потери давления в нагнетательном патрубке компрессора (участок  $2''-2'''$ ). Необходимость компенсации означенных потерь приводит к повышению работы сжатия (линия  $1''-2''$ ) и, как следствие, снижению эффективности цикла;

$2'''-2$  – процесс предварительного охлаждения (снятия перегрева) хладагента;

$3-3'$  – процесс переохлаждения паров в трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством, необходимый для обеспечения конденсации всего хладагента в конденсаторе и повышения эффективности дросселирования;

$3'-3''$  – процесс, учитывающий потери давления в соединительных трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством.

**Расчетный цикл** ( $1-1'-2'-2-3-3'-4-1$ ). Зачастую при расчете ПКХМ строится цикл, весьма подобный приближенному циклу, однако при этом учитываются только перегрев паров перед компрессором  $1-1'$  и переохлаждение жидкости после конденсатора  $3-3'$ , процесс сжатия отображается в виде изоэнтропы  $1'-2'$ . Учет существенных отличий реального процесса сжатия в компрессоре от идеального процесса осуществляется посредством введения следующих поправочных множителей: коэффициента подачи, индикаторного и механического КПД холодильной машины.

Также следует отметить, что в расчетах, требующих повышенной точности, принято использовать таблицы состояния применяемого хладагента. Вместе с тем важнейшим преимуществом  $lgp-h$ -диаграммы является ее наглядность и удобство определения термодинамических характеристик.

**Приборы и оборудование:** датчики температуры и давления хладагента; холодильная машина центрального кондиционера.

## Схема и описание лабораторной установки

В качестве объекта исследования в данной работе выступает холодильная машина центрального кондиционера, подробное описание функциональной схемы и устройства которого изложено в лабораторной работе № 1.

Холодильная машина представляет собой замкнутую систему, образованную компрессорным агрегатом МАРК-0-10, выносным конденсатором МАВО.К.450.1×1.Б.4Р.4П.В, терморегулирующим вентилем (ТРВ) и воздухоохладителем непосредственного охлаждения ВОФ-10. В состав компрессорного агрегата входят: компрессор MTZ 40JH4AVE, ресивер, холодильная автоматика, блок управления и коммутации. Выносной конденсатор состоит из медно-алюминиевого пластинчатого теплообменника ВНВ 243.1-090-060-04-2,5-16-Е и осевого вентилятора, формирующего воздушный по-

ток для его охлаждения. В качестве хладагента используется озонобезопасный фреон R407C.

Основные технические характеристики означенных элементов холодильной машины приведены в таблицах Приложения 4; термодинамические свойства фреона R407C на линии насыщения представлены в табл. П.5.1.

Принцип работы ПКХМ, функциональная схема которой представлена на рис. 4.2, основан на поглощении тепла при кипении хладагента. Кипение хладагента в испарителе происходит при низком давлении и низкой температуре, а конденсация в конденсаторе – при высоких давлении и температуре.

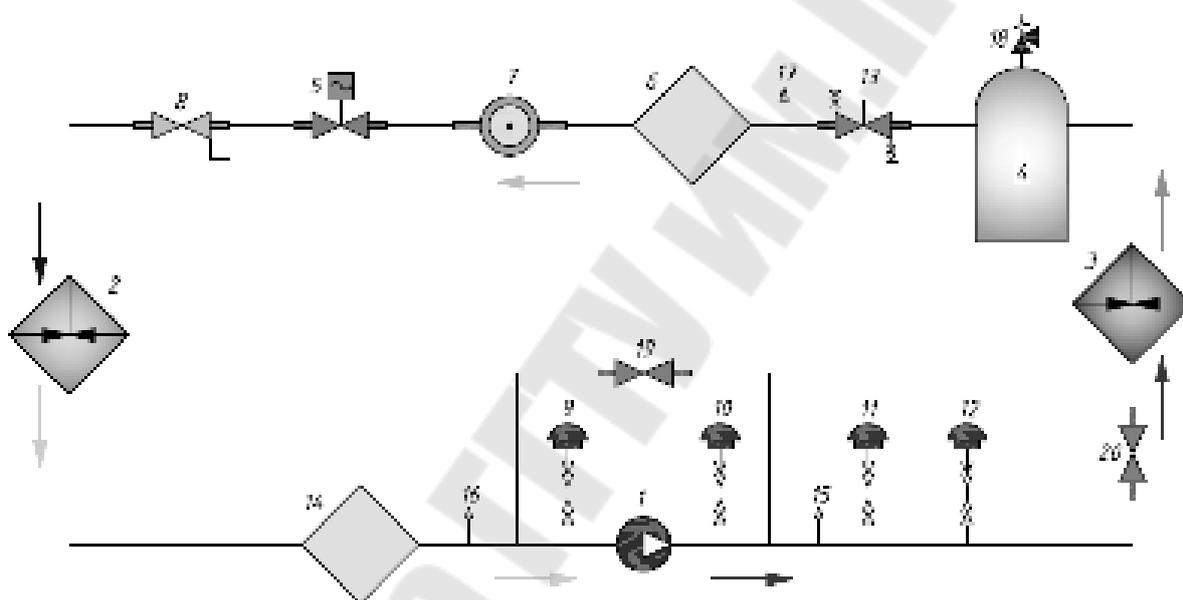


Рис. 4.2. Функциональная схема пароконпрессионной холодильной машины:  
 1 – компрессор; 2 – испаритель; 3 – конденсатор; 4 – ресивер;  
 5 – соленоидный клапан; 6 – фильтр-осушитель; 7 – смотровое стекло;  
 8 – терморегулирующий вентиль; 9 – реле низкого давления; 10 – реле  
 высокого давления; 11, 12 – реле давления конденсации; 13 – запорный  
 вентиль ресивера; 14 – фильтр-очиститель; 15–17 – сервисные штуцеры  
 с клапаном Шредера; 18 – предохранительный клапан; 19 – регулятор  
 производительности; 20 – регулятор давления конденсации

Участок контура 1–3 – пар высокого давления; 3–8 – жидкость высокого давления; 8–2 – парожидкостная смесь низкого давления; 2–1 – пар низкого давления. На участке 2–1 хладагент находится в газообразном состоянии, с низкими давлением и температурой. Газообразный хладагент всасывается компрессором 1, который повышает

его давление до 1,7–2,0 МПа и температуру до 70–90 °С (участок 1–3). Далее, в конденсаторе 3 горячий газообразный хладагент охлаждается и переходит в жидкую фазу. Затем хладагент в жидкой фазе при высоких температуре и давлении поступает в терморегулирующий вентиль 8, где давление жидкости резко уменьшается и она переходит в состояние парожидкостной смеси. Образовавшаяся смесь попадает в испаритель 2, где происходит кипение жидкости и переход ее в газообразное состояние, после чего парообразный хладагент выходит из испарителя и цикл возобновляется.

### Порядок выполнения работы

Подать питающее напряжение на установку кондиционирования воздуха.

Включить вентилятор приточной установки центрального кондиционера.

По достижении номинальной производительности кондиционера по воздуху на щите автоматического управления выбрать летний режим его работы (режим охлаждения).

Используя меню микроконтроллера, задать температуру воздуха  $t''_{c.t.}$ , до которой необходимо охладить помещение и запустить холодильную машину. Температуру  $t''_{c.t.}$  рекомендуется принимать на 5–10 °С ниже текущего значения температуры воздуха в помещении  $t'_{c.t.}$ .

По выходе центрального кондиционера на установившийся режим (приблизительно 10–15 мин) замерить следующие параметры хладагента:

- давление  $p_1$  и температуру  $\tilde{t}_1$  после испарителя (перед компрессором);
- давление  $p_2$  и температуру  $\tilde{t}_2$  перед конденсатором (за компрессором);
- температуру после конденсатора  $\tilde{t}_3$ ;
- температуру за терморегулирующим вентилем  $\tilde{t}_4$ .

Выключить холодильную машину и вентилятор приточной установки. Снять питающее напряжение с центрального кондиционера.

Результаты выполненных измерений занести в табл. 4.1.

Таблица 4.1

## Результаты измерений

Параметр хладагента				Характерная точка цикла
Наименование		Обозначение, размерность	Численное значение	
Давление	после испарителя	$p_1$ , МПа		1'
	перед конденсатором	$p_2$ , МПа		2'
Температура	на входе в компрессор	$\tilde{t}_1$ , °С		1'
	на выходе из компрессора	$\tilde{t}_2$ , °С		2'
	за конденсатором	$\tilde{t}_3$ , °С		3'
	после ТРВ	$\tilde{t}_4$ , °С		4

## Обработка результатов измерений

По результатам измерений выполнить построение «расчетного» цикла одноступенчатой ПКХМ на  $\lg p-h$ -диаграмме фреона R407C, приведенной на рис. П.5.1. Термодинамические параметры хладагента в характерных точках холодильного цикла, найденные при построении последнего, свести в табл. 4.2. При этом для проверки правильности произведенного определения данных параметров, а также доопределения не отображенных на  $\lg p-h$ -диаграмме числовых значений термодинамических характеристик в некоторых ее областях следует использовать таблицы термодинамических свойств фреона R407C на линии насыщения и в состоянии перегретого пара.

Таблица 4.2

## Термодинамические параметры фреона R407C в характерных точках цикла

Характерная точка цикла	$p$ , МПа	$t$ , °С	$h$ , кДж/кг	$s$ , кДж/(кг·К)	$v$ , м <sup>3</sup> /кг	Агрегатное состояние
1						
1'						
2'						
2						
3						
3'						
4						

Провести сопоставление значений температур кипения и конденсации хладагента, определенных нижеследующими способами.

1. Значений  $t_1$  и  $t_2$ , найденных при построении холодильного цикла ПКХМ на  $lgp-h$ -диаграмме по значениям давлений  $p_{1'}$  и  $p_{2'}$  и сведенных в табл. 4.2.

2. Значений  $t_b$  и  $t_c$ , определенных по значениям  $p_b = p_{1'}$  и  $p_c = p_{2'}$  из табл. П.5.1, содержащей термодинамические характеристики фреона R407C на линии насыщения. Правомерность использования такого способа обусловлена тем, что в данной лабораторной работе были приняты упрощающие допущения, предполагающие отсутствие потерь давления в соединительных трубопроводах, а также во всасывающем и нагнетательном патрубках компрессора.

3. Значений  $\tilde{t}_b$  и  $\tilde{t}_c$ , рассчитанных по соотношениям:

$$\tilde{t}_b = \tilde{t}_{1'} - \Delta t_{1'-1} = \tilde{t}_{1'} - (t_{1'} - t_1), \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\tilde{t}_c = \tilde{t}_{3'} + \Delta t_{3-3'} = \tilde{t}_{3'} + (t_3 - t_{3'}), \text{ } ^\circ\text{C},$$

где  $\Delta t_{1'-1}$  – величина перегрева хладагента в испарителе,  $^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t_{3-3'}$  – величина переохлаждения хладагента в конденсаторе,  $^\circ\text{C}$ .

Найти степень расхождения между температурами, определенными первым и третьим способами. Результаты расчета и сопоставления представить в табл. 4.3.

Таблица 4.3

#### Результаты сравнения характерных температур хладагента

Способ определения температуры	Значение температуры, $^\circ\text{C}$	
	кипения	конденсации
1		
2		
3		
Среднее значение, $^\circ\text{C}$		
Степень расхождения, %		

Затем, опираясь на представленные в табл. 4.2 результаты построения «расчетного» цикла, определить основные показатели эффективности работы холодильной машины, а именно:

– количество тепла, отобранного хладагентом в процессе изобарно-изотермического кипения, т. е. скрытую теплоту парообразования при давлении  $p_b$ :

$$q_{1-4} = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг};$$

– энтальпию изобарного перегрева хладагента:

$$\Delta h_{1'-1} = h_{1'} - h_1, \text{ кДж/кг};$$

– удельную массовую холодопроизводительность хладагента:

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \text{ кДж/кг};$$

– удельную работу, затраченную на сжатие хладагента в компрессоре:

$$l_k = h_{2'} - h_{1'}, \text{ кДж/кг};$$

– удельную теплоту, отводимую от хладагента в конденсаторе:

$$q = h_{2'} - h_{3'}, \text{ кДж/кг};$$

– скрытую теплоту конденсации между точками 2 и 3, равную теплоте парообразования между этими точками (табл. П.5.1):

$$q_{2-3} = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг};$$

– теплоту переохлаждения жидкости:

$$q_{3-3'} = h_3 - h_{3'}, \text{ кДж/кг};$$

– холодильный коэффициент цикла:

$$\varepsilon = q_0 / l_k ;$$

– массовый расход хладагента (массовую подачу компрессора):

$$m_{fr} = N / l_k, \text{ кг/с},$$

где  $N$  – электрическая мощность, потребляемая компрессором, кВт;

– удельную объемную холодопроизводительность всасываемых паров хладагента:

$$q_v = q_0 / v_{1'}, \text{ кДж/м}^3,$$

где  $v_{1'}$  – удельный объем перегретых паров хладагента, всасываемых компрессором,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

– объемную подачу компрессора:

$$L = m_{fr} \nu_{1'}, \text{ м}^3/\text{с};$$

– холодопроизводительность (тепловую нагрузку испарителя):

$$Q_b = m_{fr} q_0, \text{ кВт};$$

– тепловую мощность конденсатора:

$$Q_c = m_{fr} q, \text{ кВт};$$

– эксергетический КПД холодильной машины:

$$\eta_{ex} = \varepsilon \left( \frac{t_{c.T} + 273}{t_b + 273} - 1 \right),$$

где  $t_{c.T} = 0,5(t'_{c.T} + t''_{c.T})$  – средняя температура воздуха, проходящего через испаритель, °С;  $t_b$  – температура кипения фреона, °С.

### Контрольные вопросы

Функциональная схема парокомпрессионной холодильной машины и основные процессы, протекающие при ее работе.

Диаграмма давление–энтальпия.

Особенности графического представления холодильного цикла парокомпрессионной холодильной машины.

Последовательность построения холодильного цикла одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины на  $\lg p$ – $h$ -диаграмме.

Расчет энергетических показателей работы холодильной машины.

## Лабораторная работа № 5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ФИЛЬТРА ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА

**Цель работы:** ознакомиться с видами фильтров, применяемых в центральных системах вентиляции и кондиционирования воздуха. Произвести экспериментальное определение аэродинамического сопротивления карманного фильтра центрального каркасно-панельного кондиционера.

### Краткие теоретические сведения

Для очистки воздуха, подаваемого в обслуживаемые помещения, в приемных блоках центральных систем вентиляции и кондиционирования размещают **воздушные фильтры**, как правило, ячейкового, рулонного, карманного типов, а также фильтры тонкой очистки и угольные (из активированного угля) фильтры.

При прямоточной схеме кондиционирования очистке подвергается только наружный воздух, вследствие чего фильтры устанавливаются со стороны его входа в кондиционер. В системах кондиционирования с рециркуляцией воздуха обычно предусматривают очистку всего воздуха, проходящего через кондиционер, т. е. как наружного, так и рециркуляционного.

**Ячейковые фильтры** применяются для грубой очистки воздуха в качестве первой ступени. Ячейковые фильтры используются с винипластовым гофрированным фильтрующим материалом класса G3 (эффективность очистки  $\eta = 80\%$ ) и металлическими гофрированными сетками класса G1 ( $\eta = 65\%$ ). Регенерация ячейковых фильтров осуществляется посредством извлечения, промывки в горячем содовом либо мыльном растворе, просушивания и, при необходимости, промасливания.

**Рулонные фильтры** с фильтрующим материалом класса G3 ( $\eta = 80\%$ ) также применяются в качестве первой ступени очистки воздуха. В рулонном фильтре фильтрующий материал в виде рулонов закреплен на двух направляющих цилиндрах, которые могут вращаться с помощью электродвигателя. Воздух проходит через часть фильтровального материала рулона в плоскости фронтального сечения центрального кондиционера. По мере загрязнения этой части фильтровального материала происходит его перемещение по сигналу

датчика перепада давления на фильтре. Таким образом, фильтровальный материал автоматически обновляется, что увеличивает срок службы и время между регенерацией фильтра по сравнению с ячейковыми фильтрами такого же класса.

В **карманных фильтрах** площадь фильтровального материала, через которую проходит очищаемый воздух, в несколько раз больше площади фронтального сечения кондиционера, что позволяет уменьшить аэродинамическое сопротивление фильтра, а также увеличить время работы фильтра между регенерацией и повысить срок его службы. Карманные фильтры изготавливают классов G4 ( $\eta = 92\%$ ), F7 ( $\eta = 80\%$ ), F8 ( $\eta = 90\%$ ) и F9 ( $\eta = 95\%$ ). Карманные фильтры класса G4 применяются в качестве первой ступени очистки, а классов F7, F8, F9 – в качестве второй ступени. Фильтр подлежит замене, когда падение давления на нем возрастает в два раза по сравнению с начальным падением давления (для G3 – 140 Па, F5–F6 – 240 Па, F7–F9 – 350 Па).

Ячейковые фильтры класса G1 применяют для всех типов зданий, в то время как ячейковые фильтры класса G3, карманные фильтры класса G4, рулонные фильтры класса G3 обычно используются:

- в помещениях с умеренными требованиями к чистоте воздуха – административных, жилых, торговых – как единственная ступень очистки;

- в системах кондиционирования воздуха зданий с более высокими требованиями к чистоте воздуха (гостиницах, ресторанах, кинотеатрах, торговых центрах, концертных залах, музеях, библиотеках) как первая ступень очистки перед фильтрами более высокого класса. Фильтры класса F6–F9 применяются в производственных помещениях при наличии специальных технологических требований, а также административных, жилых, торговых помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха как вторая ступень фильтрации: пищевых производствах, камерах окраски, сушильных камерах, больницах, аптеках.

При необходимости **третьей ступени очистки** в помещениях с повышенными требованиями к чистоте воздуха, а также при необходимости очистки приточного воздуха от вредных газов в центральных кондиционерах предусматривают блоки воздушных фильтров, устанавливаемые на стороне нагнетания в нижеследующих сочетаниях:

- совместно фильтры второй (карманные фильтры) и третьей (фильтры тонкой очистки) ступени;

- отдельно только фильтры третьей ступени (фильтры тонкой очистки либо угольный фильтр);
- совместно фильтры тонкой очистки и угольный фильтр.

**Фильтры тонкой очистки** воздуха H10–H13 используются во всех «чистых» помещениях с особыми требованиями к чистоте внутреннего воздуха как третья ступень фильтрации: в производственных помещениях электронной, фармацевтической и пищевой промышленности, а также в медицинских учреждениях (операционные, комнаты для новорожденных, реанимационные и др.).

Фильтры из **активированного угля** применяются при наличии высокой загрязненности наружного воздуха в больших городах и промышленных районах.

**Приборы и оборудование:** электронный термоанемометр; датчик температуры приточного воздуха; измерительные преобразователи давления воздуха с цифровой индикацией; пружинный микроманометр; карманный фильтр центрального каркасно-панельного кондиционера.

### **Схема и описание лабораторной установки**

В качестве объекта исследования в настоящей работе выступает карманный фильтр ФМ-66-360-6-X-G4, размещенный в блоке фильтрации центрального кондиционера, подробное описание принципиальной схемы и устройства которого приведено в лабораторной работе № 1.

Мешочный фильтр ФМ-66 класса G4, выполняющий функцию предварительной очистки воздуха, состоит из оцинкованной металлической рамки шириной 25 мм и фильтрующего химволоконного материала, изготовленного в виде карманов.

Чертеж и габаритные размеры блока фильтрации, а также расшифровка буквенно-цифровых обозначений и основные технические характеристики исследуемого карманного фильтра представлены на рис. П.1.2 и в табл. П.1.2.

Аэродинамическое сопротивление блока фильтрации определяется по разности давлений воздуха на входе в фильтр и выходе из него. Схема подключения датчиков для измерения статических давлений воздуха проиллюстрирована на рис. 5.1.

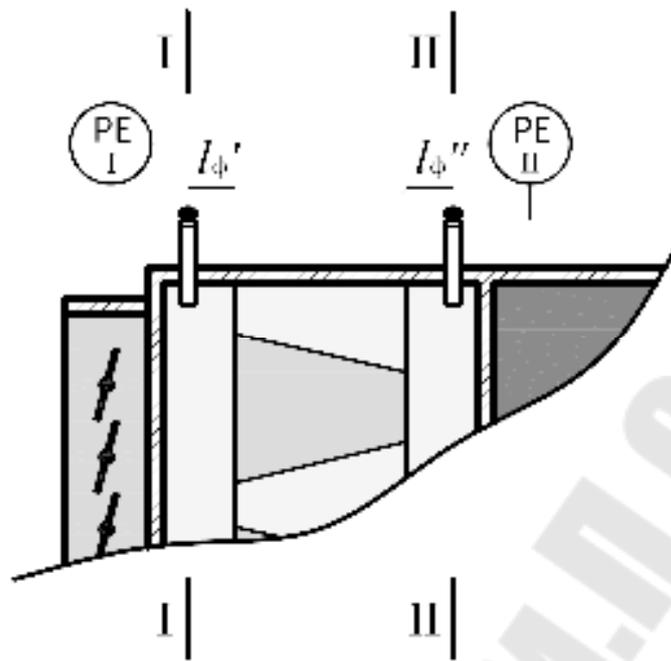


Рис. 5.1. Схема подключения датчиков давления

### Порядок выполнения работы

Измерить температуру воздуха  $t_b$  в помещении лаборатории.

Подать питающее напряжение на центральный кондиционер.

Включить вентилятор приточной установки и по достижении установившегося аэродинамического режима при полностью открытом воздухозаборном клапане (степень открытия  $\phi_{\text{кл}} = 100\%$ ) анемометром измерить подвижность воздуха  $\mathcal{Q}_{\text{вых}}$  в выходной камере кондиционера.

С использованием датчиков PE-I и PE-II измерить статические давления воздуха в сечениях I и II (рис. 5.1).

Снизить расход воздуха путем уменьшения степени открытия клапана до заданных преподавателем значений ( $\phi'_{\text{кл}}$  и  $\phi''_{\text{кл}}$ ) и по истечении времени, требуемого для установления стационарного аэродинамического режима, повторить измерения выходной скорости ( $\mathcal{Q}'_{\text{вых}}$  и  $\mathcal{Q}''_{\text{вых}}$ ) и статических давлений воздуха в сечениях I и II.

Все вышеописанные измерения повторить  $x$  раз; количество повторных замеров задается преподавателем.

Выключить вентилятор и отключить кондиционер от электрической сети.

Результаты измерений занести в табл. 5.1.

## Результаты измерения аэродинамических характеристик кондиционера

Номер п/п	Обозначение и размерность измеренного параметра								
	при $\vartheta_{\text{ВЫХ}}$ , м/с; $\phi_{\text{КЛ}}$ , %			при $\vartheta'_{\text{ВЫХ}}$ , м/с; $\phi'_{\text{КЛ}}$ , %			при $\vartheta''_{\text{ВЫХ}}$ , м/с; $\phi''_{\text{КЛ}}$ , %		
	$t_{\text{В}}$	$P_{\text{с.т}}^I$	$P_{\text{с.т}}^{II}$	$t_{\text{В}}$	$P_{\text{с.т}}^I$	$P_{\text{с.т}}^{II}$	$t_{\text{В}}$	$P_{\text{с.т}}^I$	$P_{\text{с.т}}^{II}$
	°С	Па	Па	°С	Па	Па	°С	Па	Па
1									
2									
...									
х									
Среднее									

## Обработка результатов измерений

Опираясь на результаты проведенных измерений, рассчитать динамические и полные давления в сечениях I и II кондиционера, а также аэродинамическое сопротивление карманного фильтра.

Для этого вначале вычислить объемный расход проходящего через кондиционер воздуха:

$$G_{\text{В}} = \vartheta_{\text{ВЫХ}} F_{\text{ВЫХ}}, \text{ м}^3/\text{с},$$

где  $\vartheta_{\text{ВЫХ}}$  – скорость движения воздуха в выходной камере кондиционера, м/с;  $F_{\text{ВЫХ}}$  – площадь поперечного сечения выходной камеры,  $F_{\text{ВЫХ}} = 0,106 \text{ м}^2$ .

Определить среднюю скорость движения воздуха в характерных сечениях блока фильтрации:

$$\vartheta_{\text{К}} = \vartheta_{\text{ВЫХ}} \frac{F_{\text{ВЫХ}}}{F_{\text{К}}}, \text{ м/с},$$

где  $F_{\text{К}}$  – площадь поперечного сечения для прохода воздуха через блок фильтрации,  $F_{\text{К}} = 0,468 \text{ м}^2$ .

Вычислить удельную воздушную нагрузку карманного фильтра:

$$G_{\text{Ф}} = G_{\text{В}}/F_{\text{Ф}}, \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2),$$

где  $F_{\text{Ф}}$  – площадь фильтра,  $F_{\text{Ф}} = 0,35 \text{ м}^2$ .

Определить динамические давления в сечениях I и II:

$$p_d^i = \frac{\vartheta_k^2}{2g} \rho_v, \text{ Па,}$$

Здесь  $i = I$  либо  $II$ ;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения;  $\rho_v$  – плотность воздуха, соответствующая температуре  $t_v$ ,  $\text{кг/м}^3$ .

Рассчитать полные давления в сечениях I и II:

$$p_{\text{п}}^i = p_{\text{с.т}}^i + p_d^i, \text{ Па,}$$

где  $p_{\text{с.т}}^i$  – экспериментальные значения статических давлений в  $i$ -х сечениях кондиционера, Па.

Найти полные давления воздуха на входе  $p'_{\text{п(ф)}}$  и выходе  $p''_{\text{п(ф)}}$  из фильтра:

$$p'_{\text{п(ф)}} = p_{\text{п}}^I - r_{\text{тр}} l'_{\text{ф}}, \text{ Па;}$$

$$p''_{\text{п(ф)}} = p_{\text{п}}^{II} + r_{\text{тр}} l''_{\text{ф}}, \text{ Па,}$$

где  $r_{\text{тр}}$  – удельные потери давления на трение,  $\text{Па/м}$ , определяемые по табл. П.6.1 в зависимости от значения  $\vartheta_k$ ;  $l'_{\text{ф}}$  и  $l''_{\text{ф}}$  – длины отрезков от точек подключения датчиков давления РЕ-I и РЕ-II до соответствующих линий входа воздуха в фильтр и выхода из него, м (рис. 5.1).

Рассчитать аэродинамическое сопротивление фильтра:

$$\Delta p_{\text{ф}} = p'_{\text{п(ф)}} - p''_{\text{п(ф)}}, \text{ Па.}$$

Все расчеты необходимо выполнить для заданного преподавателем числа ( $x$ ) наборов данных. Результаты расчетов представить в табличной форме.

### Контрольные вопросы

Воздушные фильтры центральных кондиционеров.

Ячейковые, рулонные и карманные фильтры.

Фильтры тонкой очистки. Фильтры из активированного угля.

Расчет удельной воздушной нагрузки фильтра.

Определение аэродинамического сопротивления фильтра для очистки воздуха.

## **Лабораторная работа № 6** **ИССЛЕДОВАНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ** **СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ** **ЦЕНТРАЛЬНОГО КОНДИЦИОНЕРА**

**Цель работы:** ознакомиться с базовыми схемами автоматизации систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Выполнить исследование функциональной схемы системы автоматического регулирования центрального кондиционера.

### **Краткие теоретические сведения**

Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха (КВ) позволяет осуществлять точное регулирование параметров микроклимата в помещениях различного назначения, обеспечивая при этом 13–17 % экономии тепло- либо холодопотребления по сравнению с неавтоматизированными системами КВ.

Рассмотрим базовые схемы автоматизации, применяемые в системах кондиционирования воздуха с поверхностными воздухоохладителями (рис. 6.1), адиабатным увлажнением (рис. 6.2) и парогенератором (рис. 6.3).

Представленная на рис. 6.1 **прямоточная система КВ с поверхностными воздухоохладителями** применяется в общественных помещениях (встроенно-пристроенных в жилое здание) при отсутствии возможности самотечного возврата холодоносителя от кондиционера в хладоцентр. Данная система работает следующим образом.

Наружный воздух забирается через воздухозаборную жалюзийную решетку 5 и очищается в фильтре 3. В холодный период года воздух нагревается в воздухонагревателе первого подогрева 2, адиабатно увлажняется в оросительной камере 17 (насос 18 работает в режиме циркуляции), нагревается в воздухонагревателе второго подогрева 20 и вентилятором 1 подается в обслуживаемое помещение. Регулирующими клапанами 6 и 21 осуществляется количественное регулирование подачи теплоносителя согласно установкам термостата 10 и сигналам датчика температуры 11. В холодный период года работают: первый подогрев, оросительная камера, второй подогрев. В теплый период года функционирует только воздухоохладитель (оросительная камера не работает). Пуск системы производится автоматически от щита управления либо кнопкой 12 из помещения.

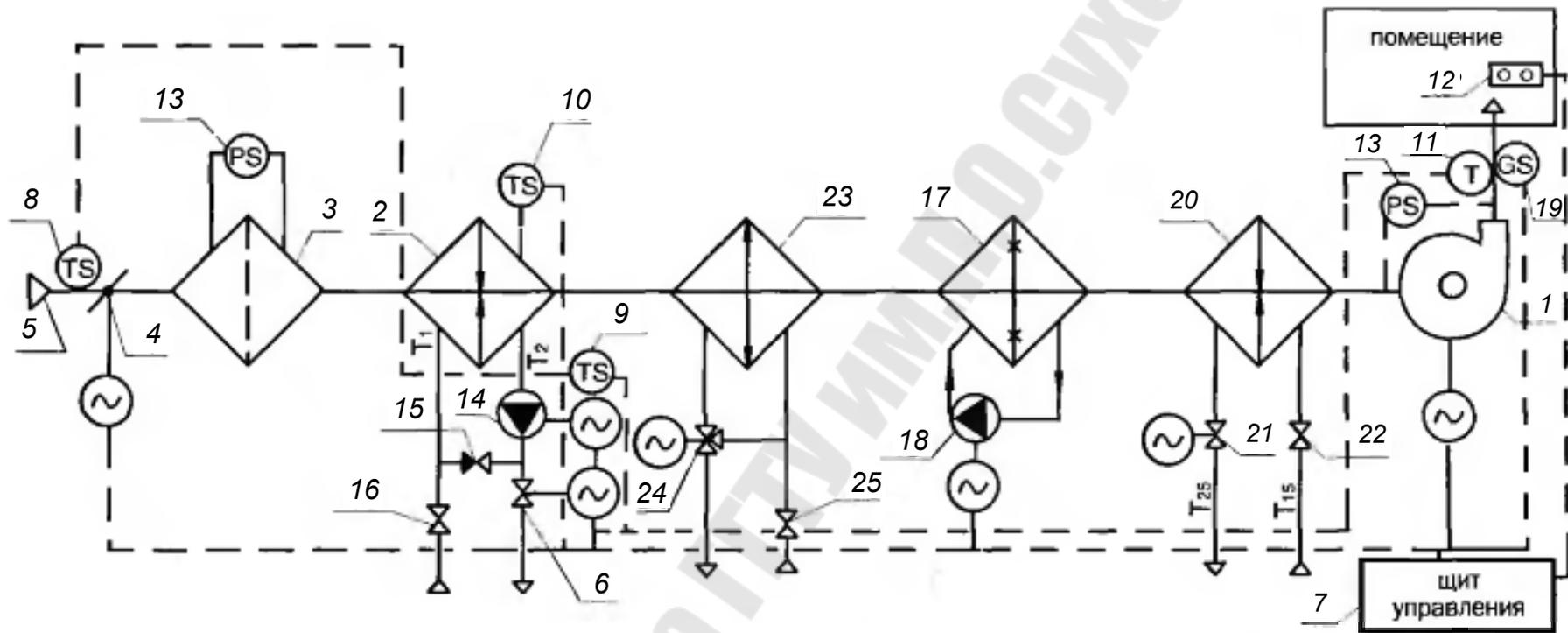


Рис. 6.1. Схема автоматизации проточной системы КВ с поверхностными воздухоохладителями:

- 1 – вентилятор; 2 – воздухонагреватель первого подогрева; 3 – фильтр; 4 – воздушная заслонка;  
 5 – воздухозаборная решетка; 6 – регулирующий клапан на трубопроводах теплоснабжения воздухонагревателя первого подогрева; 7 – щит управления; 8–10 – термостаты защиты воздухонагревателя от замораживания;  
 11 – датчик температуры приточного воздуха; 12 – кнопка пуска системы; 13 – датчики перепада давления; 14 – насос;  
 15 – обратный клапан; 16 – шаровый кран; 17 – оросительная камера; 18 – насос; 19 – датчик влажности (гигрометр, гидростат); 20 – воздухонагреватель второго подогрева; 21 – регулирующий клапан на трубопроводах теплоснабжения воздухонагревателей второго подогрева; 22 – шаровый кран на теплоносителе второго подогрева;  
 23 – воздухоохладитель; 24 – регулирующий клапан на трубопроводах холодоснабжения воздухоохладителей;  
 25 – шаровый кран на трубопроводах холодоснабжения воздухоохладителя

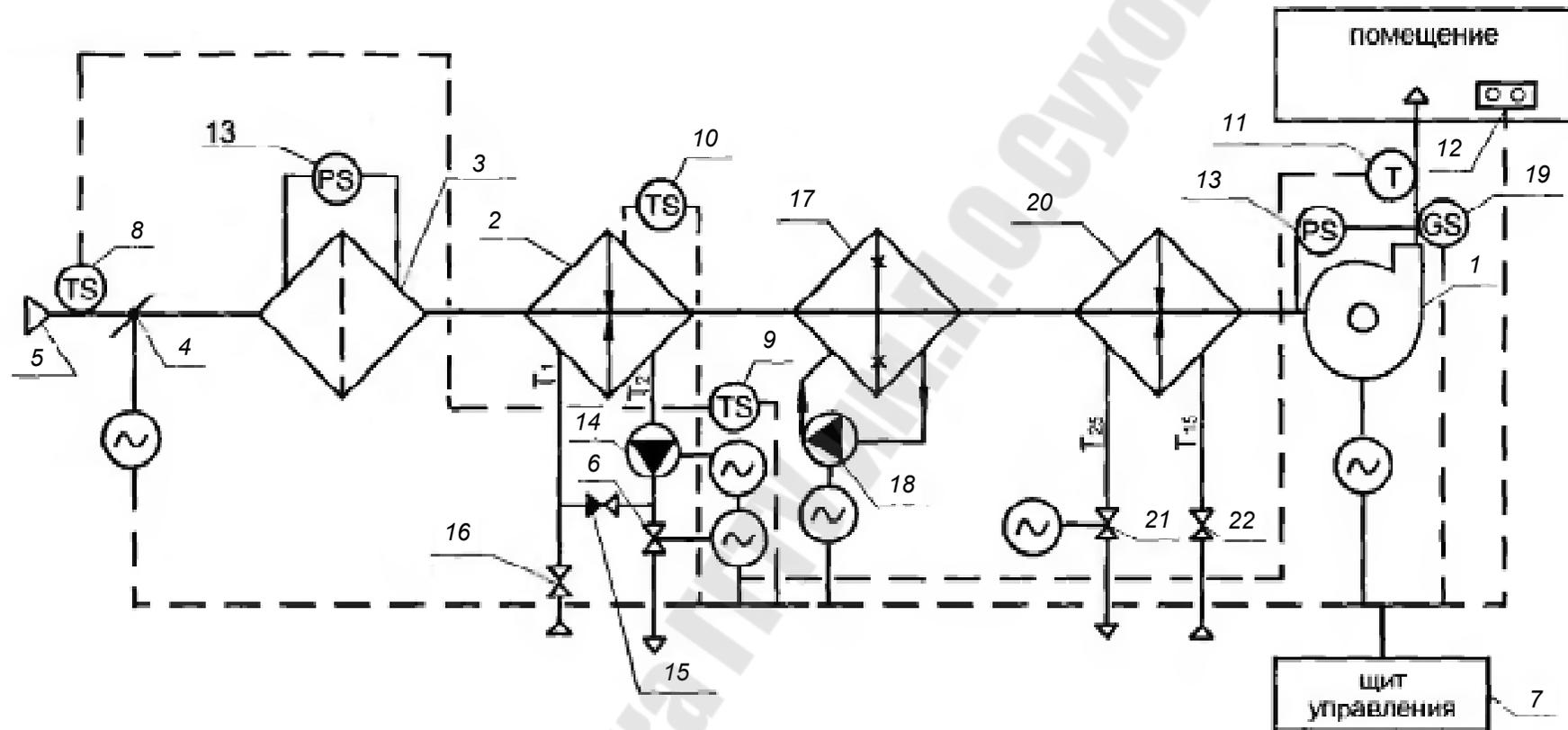


Рис. 6.2. Схема автоматизации проточной системы КВ с адиабатным увлажнением:

1 – вентилятор; 2 – воздухонагреватель; 3 – фильтр; 4 – воздушная заслонка; 5 – воздухозаборная решетка; 6 – регулирующий клапан; 7 – щит управления; 8–10 – термостаты защиты воздухонагревателя от замораживания; 11 – датчик температуры приточного воздуха; 12 – кнопка дистанционного пуска системы; 13 – датчики перепада давления; 14 – насос; 15 – обратный клапан; 16 – шаровый кран; 17 – оросительная камера; 18 – насос; 19 – датчик влажности (гидростат, гигрометр); 20 – воздухонагреватель второго подогрева; 21 – регулирующий клапан на теплоносителе второго подогрева; 22 – шаровый кран на теплоносителе второго подогрева

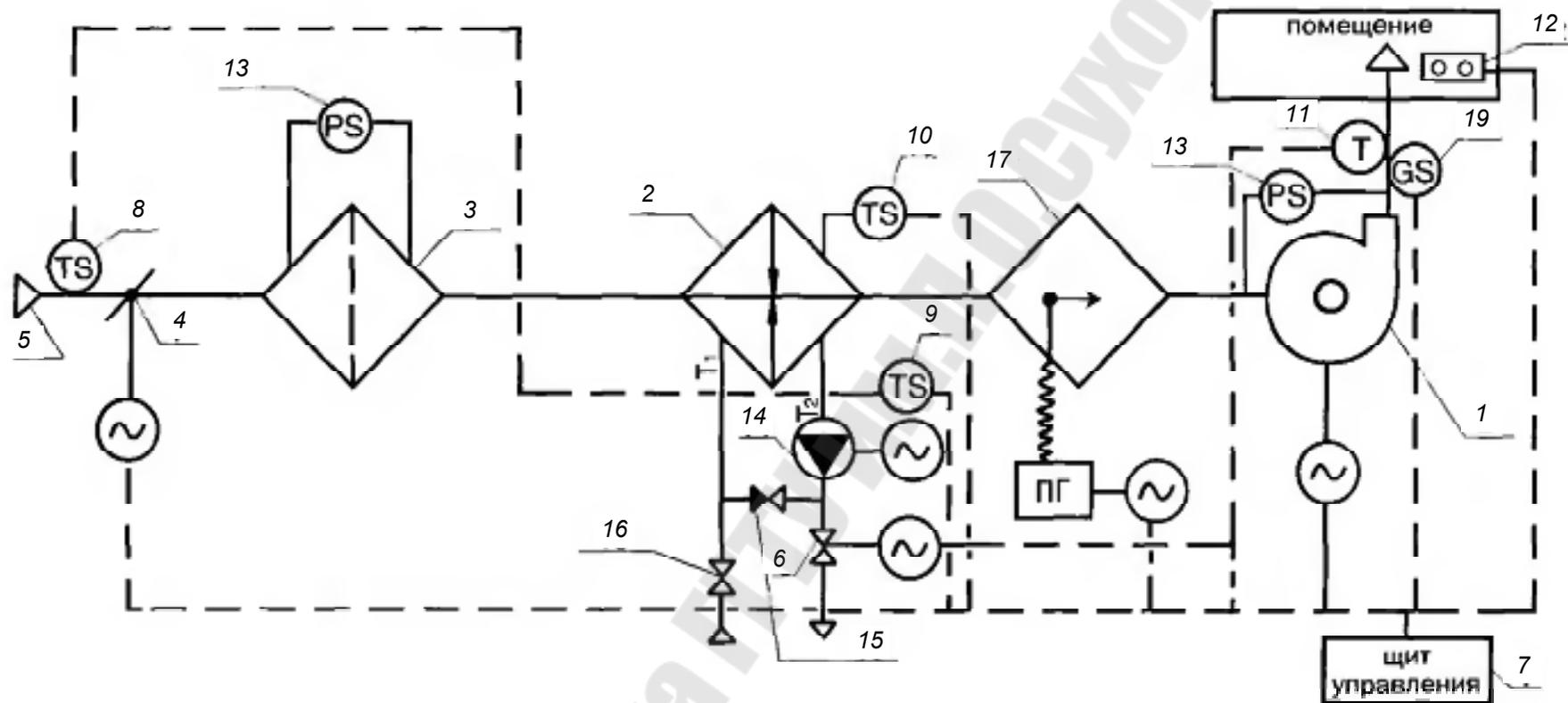


Рис. 6.3. Схема автоматизации приточной вентиляционной камеры с парогенератором:

- 1 – вентилятор; 2 – воздухонагреватель; 3 – фильтр; 4 – воздушная заслонка; 5 – воздухозаборная решетка; 6 – регулирующий клапан; 7 – щит управления; 8–10 – термостаты защиты воздухонагревателя от замораживания; 11 – датчик температуры приточного воздуха; 12 – кнопка дистанционного пуска системы; 13 – датчики перепада давления; 14 – насос; 15 – обратный клапан; 16 – шаровый кран; 17 – секция увлажнения с парогенератором; 19 – гидростат

Проиллюстрированная на рис. 6.2 **система кондиционирования с адиабатным увлажнением** получила применение в общественных помещениях (встроенно-пристроенных в жилое здание), в которых нормируется степень увлажнения воздуха в холодный период года. В теплый период года для уменьшения расхода воздуха данная схема может применяться с рециркуляцией. Система работает следующим образом.

Наружный воздух забирается через воздухозаборную решетку 5 и очищается в фильтре 3. В холодный период года воздух нагревается в воздухонагревателе первого подогрева 2, адиабатно увлажняется в оросительной камере 17 (насос 18 работает в режиме циркуляции), нагревается в воздухонагревателе второго подогрева 20 и вентилятором 1 подается в обслуживаемое помещение. Управление подачей теплоносителя согласно заданным параметрам производится посредством регулирующих клапанов 6 и 21. Одновременно термостаты 8, 9 и 10 при постоянной насосной циркуляции теплоносителя управляют работой системы защиты воздухонагревателя первого подогрева от замораживания. В теплый период года данная схема может работать в двух режимах: с адиабатным увлажнением (в районах с низкой относительной влажностью наружного воздуха) и без него (камера орошения 17 и насос 18 отключены). В режиме работы с адиабатным увлажнением расчетная производительность системы снижается. Пуск системы производится автоматически от щита управления 7 либо кнопкой 12 из помещения. При пуске системы заслонка 4 полностью открывается. При выключении вентилятора воздушная заслонка 4 закрывается.

Изображенная на рис. 6.3 **приточная вентиляционная камера с парогенератором** работает следующим образом.

Наружный воздух через воздушную заслонку 4 подается в кондиционер, где проходит следующую обработку: в фильтре 3 очищается от пыли, в воздухонагревателе 2 нагревается до температуры приточного воздуха, увлажняется при постоянной температуре в парогенераторе 17 и подается в помещение. Регулирование относительной влажности воздуха в помещении обеспечивается за счет работы парогенератора 17, распределительные трубки которого могут устанавливаться как в самом кондиционере, так и в приточном воздуховоде. Изменение влагосодержания приточного воздуха производится по сигналам датчика влажности (гидростата) 19, размещенного в приточном воздуховоде либо в помещении. При отклонении отно-

сительной влажности воздуха в помещении от заданного уровня гидростат выдает сигнал на щит управления 7, с которого производится включение/отключение парогенератора, что приводит к повышению/снижению влажности поступающего в помещение воздуха. Регулирование температуры приточного воздуха осуществляется по сигналам датчика 11.

**Приборы и оборудование:** датчики температуры воздуха в исследуемом помещении и приточного воздуха; датчики-реле перепада давления на фильтре и вентиляторе; датчики-реле температуры и давления кипения и конденсации хладагента; электропривод воздухозаборного клапана с пружинным возвратом и другие технические средства автоматизации центрального кондиционера.

### Схема и описание лабораторной установки

Объектом исследования данной работы является система автоматического регулирования центрального каркасно-панельного кондиционера, описание принципиальной схемы и устройства которого подробно изложено в лабораторной работе № 1.

Представленная на рис. 6.4 функциональная схема автоматизации центрального кондиционера содержит следующие элементы: 1 – электропривод воздухозаборного клапана; 2 – датчик-реле перепада давления на фильтре (PDS); 3, 4 – фиксированные ступени нагрева электрокалорифера мощностью 9 кВт каждая; 5 – регулируемая ступень нагрева с максимальной мощностью 9 кВт; 6 – термовыключатели с самовозвратом для защиты от перегрева воздушного потока и корпуса электрокалорифера (TS); 7 – воздухоохладитель (испаритель холодильной машины); 8 – вентилятор; 9 – датчик-реле перепада давления на вентиляторе (PDS); 10 – канальный датчик температуры приточного воздуха (TE); 11 – пульт дистанционного управления; 12 – контакты пожарной сигнализации; 13 – датчик температуры воздуха в помещении лаборатории (TE).

Кондиционер предусматривает местный режим запуска со щита автоматического управления посредством нажатия кнопки «Пуск».

Центральный кондиционер имеет три режима работы: летний режим, когда воздух в системе охлаждается фреоновым охладителем; зимний режим, при котором воздух нагревается электрокалорифером. При срабатывании внешнего датчика сигнализации «Пожар» система переходит в дежурный режим.

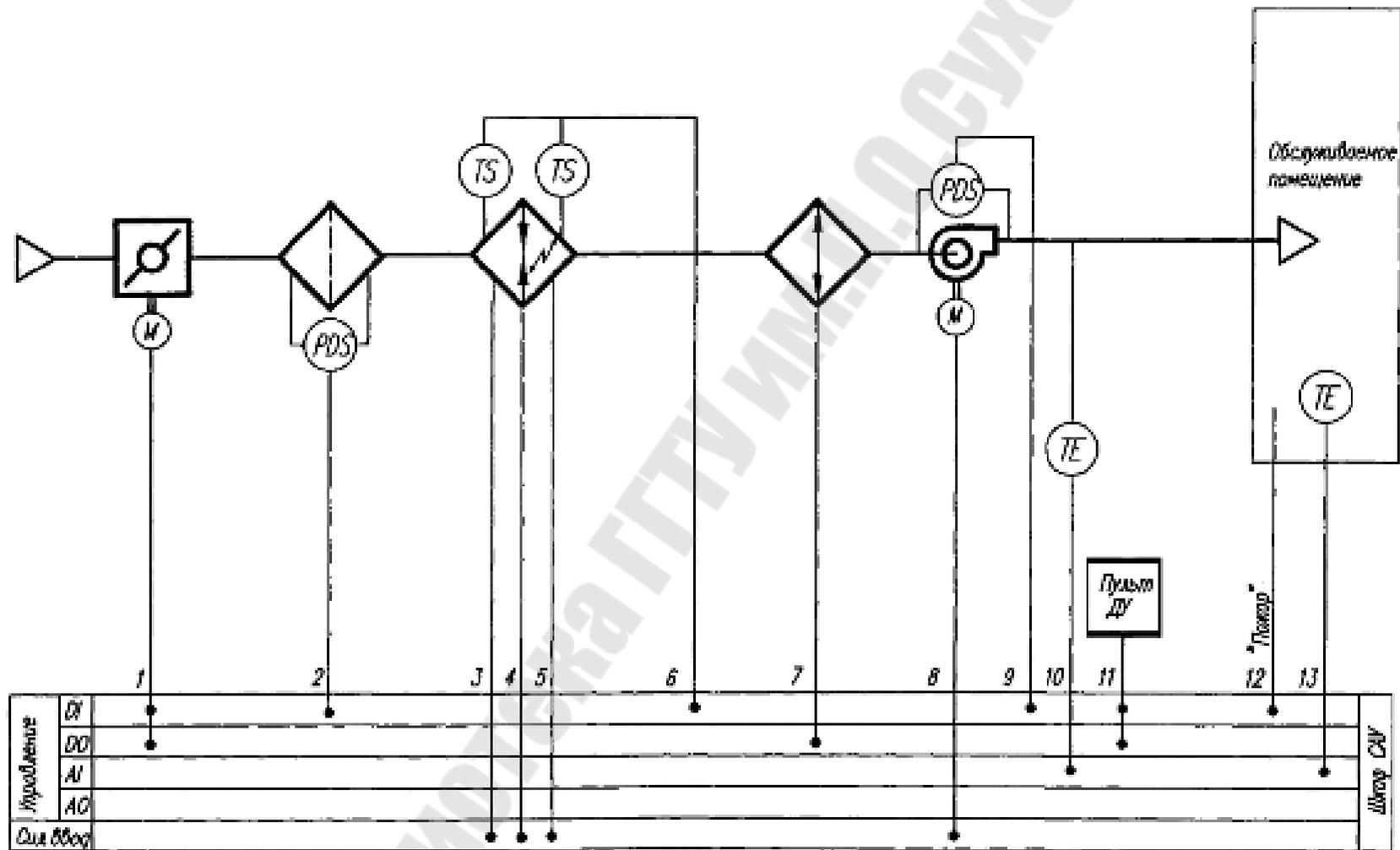


Рис. 6.4. Функциональная схема автоматизации центрального каркасно-панельного кондиционера

**Летний режим работы** (переключатель на щите в положении «Лето»): электропривод 1 открывает воздухозаборный клапан, после чего запускается двигатель вентилятора 8. Датчики-реле 2 и 9 осуществляют контроль величины перепада давления на фильтре и вентиляторе, соответственно. По выходе вентилятора на рабочий режим загорается индикатор «Вентилятор». Сигнал на включение холодильной машины (сухой контакт) формируется в том случае, когда температура приточного воздуха выше температуры уставки. Производительность воздухоохладителя 7 варьируется терморегулирующим вентилем в зависимости от температуры приточного воздуха, контролируемой по канальному датчику 10.

**Зимний режим работы** (переключатель на щите в положении «Зима»): осуществляется открытие воздухозаборного клапана посредством электропривода 1, запускается двигатель вентилятора 8 и загорается индикатор «Вентилятор». Датчики-реле 2 и 9 контролируют величины перепада давления на фильтре и вентиляторе, соответственно. По выходе вентилятора на рабочий режим включается электрокалорифер (количество вступающих в работу ступеней калорифера определяется заданной температурой нагрева). В случае перегрева электрокалорифера нормально-замкнутые контакты термовыключателей 6 размыкаются. Размыкание контактов происходит по достижении температуры воздушного потока 70–100 °С либо температуры корпуса 100–130 °С; точное значение температурного порога срабатывания устанавливается в меню уставок микроконтроллера.

При значительном перепаде давления на фильтре, контролируемого датчиком-реле 2, на щите загорается индикатор «Фильтр»; отключение кондиционера при этом не предусмотрено. Датчик-реле 9 контролирует перепад давления воздуха на вентиляторе. Если при запуске системы через определенный интервал времени не обеспечивается заданный перепад давления, система автоматически останавливается; автоматический останов кондиционера имеет место и в случае исчезновения упомянутого перепада давления во время работы установки. При этом загорается индикатор «Авария», а индикатор «Вентилятор» гаснет.

Датчик температуры 10 приточного воздуха передает электрический сигнал о температуре на контроллер, который, в свою очередь, управляет терморегулирующим вентилем в режиме «Лето» и ступенями 3, 4, 5 электрического нагрева в режиме «Зима». Датчик температуры 13 осуществляет измерение текущего значения температуры воздуха в помещении лаборатории.

## **Порядок выполнения работы**

Подать питающее напряжение на установку кондиционирования воздуха.

Установить переключатели работы приточной установки и холодильной машины в положение «Вкл» и «Работа», соответственно.

На щите автоматического управления выбрать летний режим работы кондиционера и выполнить его запуск.

Зафиксировать моменты времени, соответствующие включению отдельных функциональных устройств центрального кондиционера. Сопоставить полученные результаты с временными параметрами, заданными в настройках микроконтроллера.

Зайти в меню микроконтроллера и произвести поочередное повышение/снижение уставки температуры воздуха в помещении лаборатории. Выявить направление отклика системы автоматического регулирования на вызванное отклонение температуры уставки. Зафиксировать время, потребовавшееся для стабилизации температурного режима помещения лаборатории.

Снять питающее напряжение с центральной установки кондиционирования воздуха.

По достижении в помещении стационарного теплового состояния выполнить запуск кондиционера в зимнем режиме и по аналогии с летним режимом его работы произвести все необходимые замеры.

Отключить центральный кондиционер от электрической сети.

## **Обработка результатов эксперимента**

Выполнить анализ функциональной схемы системы автоматического регулирования центрального кондиционера.

Выявить отличительные особенности работы системы автоматического регулирования центрального кондиционера в летнем и зимнем режимах.

Полученные результаты занести в лабораторный журнал.

## **Контрольные вопросы**

Базовые схемы систем автоматического регулирования установок вентиляции и кондиционирования воздуха.

Схемы автоматизации приточных систем кондиционирования воздуха с поверхностными воздухоохладителями и с адиабатическим увлажнением.

Схема автоматизации приточной вентиляционной камеры с парогенератором.

Функциональная схема системы автоматического регулирования центрального каркасно-панельного кондиционера.

Режимы работы центрального каркасно-панельного кондиционера.

## Лабораторная работа № 7 ИССЛЕДОВАНИЕ УСТРОЙСТВА И ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ КОМПАКТНОЙ ПРИТОЧНОЙ УСТАНОВКИ

**Цель работы:** ознакомиться с общеизвестной классификацией систем вентиляции. Изучить основные виды и назначение систем механической вентиляции. Исследовать функциональную схему системы автоматического управления компактной приточной установки и определить ее теплопроизводительность.

### Краткие теоретические сведения

**По способу перемещения воздуха** системы вентиляции подразделяют на системы с естественным и механическим побуждением. В системах с естественным побуждением воздух поступает в помещение и удаляется из него за счет гравитационных сил и ветрового давления; в системах с механическим побуждением перемещение воздуха осуществляется посредством вентиляторов.

**По назначению** системы вентиляции делят на приточные (прямоточные и с рециркуляцией) и вытяжные. Прямоточные приточные системы обеспечивают подачу обрабатываемого наружного воздуха в обслуживаемое помещение. В рециркуляционных системах осуществляется смешение наружного и внутреннего воздуха. Вытяжные системы предназначены для удаления из помещения загрязненного воздуха.

**По способу организации** подачи приточного воздуха и удаления вредных тепловлаговывделений различают общеобменные и местные системы вентиляции. В случае реализации общеобменной вентиляции приточный воздух подается непосредственно в обслуживаемое помещение с постоянным пребыванием людей, а из зон помещения с наибольшей концентрацией вредных тепловлаговывделений удаляется загрязненный воздух.

**Механическая вентиляция** предназначена для подачи расчетного количества приточного воздуха на значительные расстояния в пределах здания непосредственно к рабочим местам либо в определенные зоны обслуживаемых помещений. Помимо подачи в помещение приточного воздуха с заданной скоростью и в требуемом количестве системы механической вентиляции также обеспечивают и удаление загрязненного воздуха из обслуживаемого помещения.

Наиболее благоприятные условия организации движения воздуха обеспечиваются в случае расположения в обслуживаемом помещении как приточной, так и вытяжной системы вентиляции. Представленная на рис. 7.1 **система приточно-вытяжной вентиляции** общественного здания включает в себе следующие элементы: 1 – жалюзийная решетка; 2 – воздухозаборное устройство; 3 – утепленный клапан; 4 – воздушный фильтр; 5 – калориферы; 6 – вентилятор; 7 – каналы и воздуховоды; 8 – жалюзийные решетки, вытяжные и приточные; 9 – вытяжная шахта.

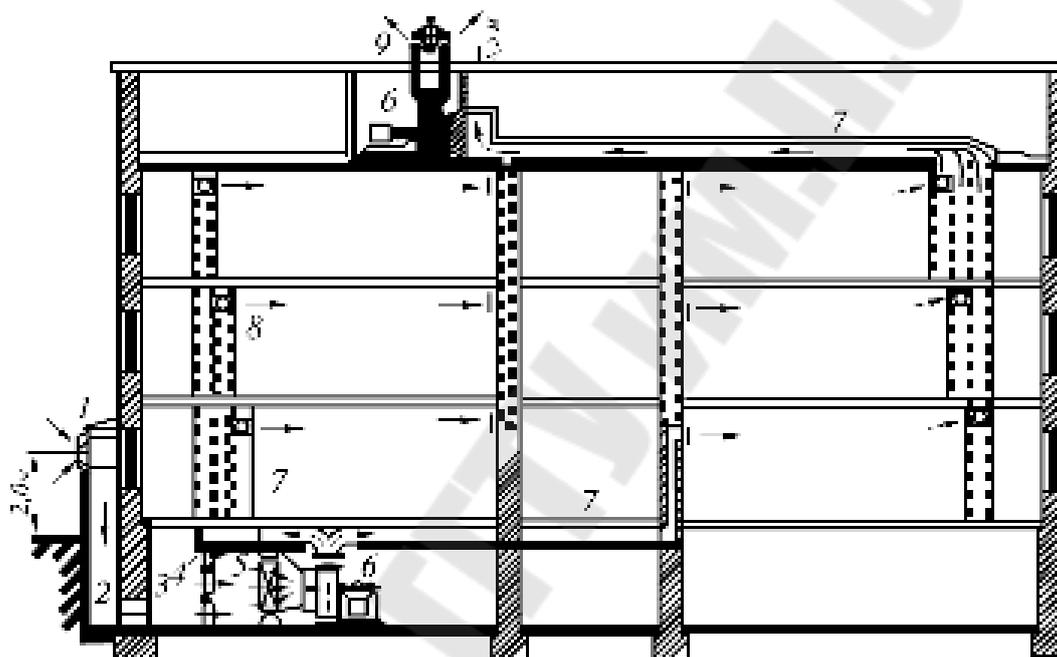


Рис. 7.1. Система приточно-вытяжной вентиляции общественного здания

Вместе с тем помещения, содержащие значительное количество загрязненного воздуха (например, химические лаборатории), могут оснащаться только вытяжными системами механической вентиляции.

**К местным приточным системам**, осуществляющим подачу воздуха в определенную зону обслуживаемого помещения, относят воздушные души и передвижные душирующие установки, а также воздушные (без нагрева воздуха) и воздушно-тепловые завесы. Главным назначением воздушных души и душирующих установок является создание оптимальных параметров микроклимата в означенной локальной зоне. Воздушные завесы применяют для предотвращения поступления через открытые проемы в «чистое» обслуживаемое помещение загрязненного воздуха, содержащего вредные парогазовые выделения. Воздушно-тепловые завесы предотвращают поступление

в отапливаемое здание через открытые проходы, ворота и проемы в ограждениях наружного воздуха с низкой температурой.

Действие **местных вытяжных систем** механической вентиляции направлено на удаление вредных тепловлаговывделений от мест их образования, что существенно снижает вероятность распространения этих выделений по объему обслуживаемого помещения.

**Приборы и оборудование:** электронный термоанемометр; датчики температуры и давления воздуха; электрокалорифер и вентилятор компактной приточной установки.

### Схема и описание лабораторной установки

Представленная на рис. 7.2 компактная установка КП-6 применяется в качестве приточного и отопительно-вентиляционного агрегата помещений жилых и общественных зданий. Установка выполнена в виде моноблока, в котором размещены воздухозаборный клапан, вентилятор, фильтр, электрокалорифер и блок управления (контроллер).

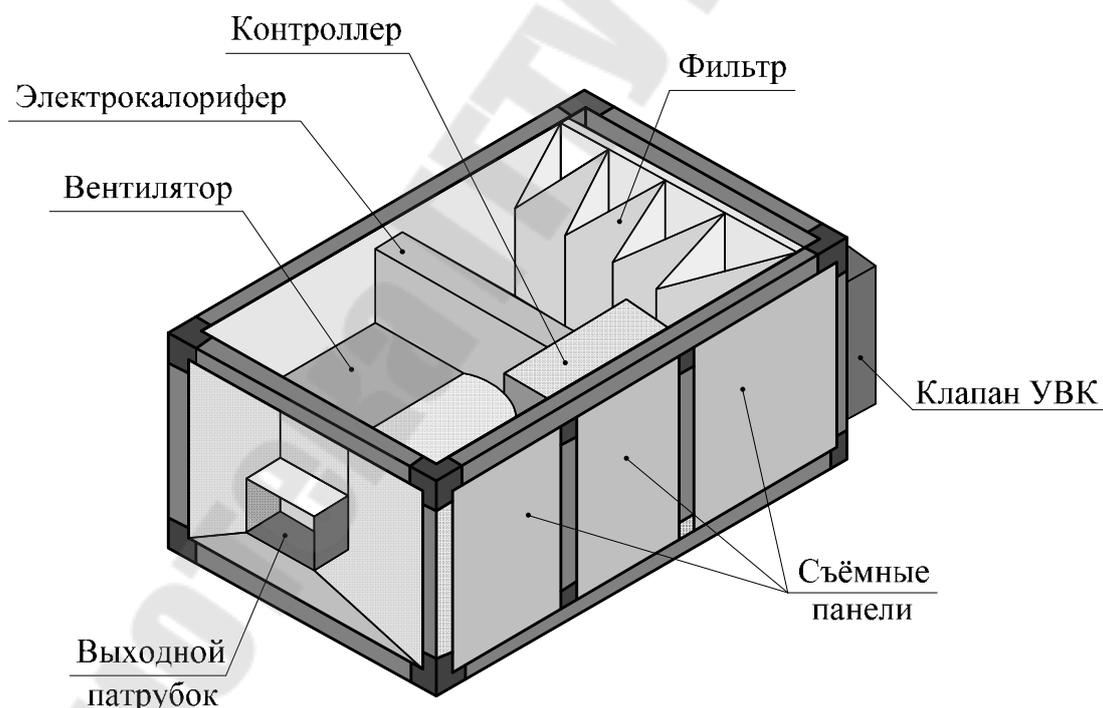


Рис. 7.2. Компактная приточная установка КП-6

Воздухозаборный клапан предназначен для приема и регулирования расхода поступающего воздуха. Клапан состоит из корпуса, поворотных лопаток, опорных подшипников, уплотнения и привода.

Карманный фильтр класса G3 осуществляет очистку приточного воздуха. Электрокалорифер, реализующий функцию нагрева приточного воздуха, оборудован шестью трубчатыми электронагревательными элементами (ТЭН), мощность каждого из которых составляет 1 кВт. Для защиты ТЭН от перегрева в непосредственной близости от их поверхности размещен датчик температуры аварийного перегрева; при превышении температуры воздуха в окрестности ТЭН 70 °С происходит автоматическое отключение калорифера. Центробежный вентилятор двустороннего всасывания установлен на одном валу с электродвигателем, имеющим три скорости вращения. Наружные панели приточной установки изготовлены из оцинкованной стали и заполнены тепло- и звукоизолирующим негорючим материалом. Минимально допустимое значение температуры окружающего воздуха в рабочем режиме составляет минус 30 °С; значения температуры установки нагреваемого воздуха варьируются в диапазоне от +10 до +40 °С.

Технические и аэродинамические характеристики приточной установки КП-6 приведены в Приложении 7.

### **Описание системы автоматического управления**

Функциональная схема системы автоматического управления приточной установки КП-6 проиллюстрирована на рис. 7.3. Система автоматического управления компактной приточной установки включает в себе блок управления (контроллер) и пульт дистанционного управления. На цифровом дисплее пульта отображается текущее значение температуры подаваемого в обслуживаемое помещение воздуха, производительность центробежного вентилятора, а также состояния «Авария» и «Выключено».

Система автоматического управления предусматривает:

- обеспечение забора воздуха, реализуемое посредством воздухозаборного клапана, оснащенного электроприводом;
- поддержание постоянной температуры приточного воздуха при помощи датчика, размещаемого в воздуховоде на выходе из установки;
- защиту электрокалорифера от перегрева, осуществляемую посредством термореле аварийного перегрева; для обеспечения электропожарной безопасности предусмотрена защита от перегрузки (коротких замыканий), перегрева и блокировка при остановке электродвигателя вентилятора;
- защиту от коротких замыканий и перегрузок в электрических цепях, реализованную при помощи автоматических выключателей и тепловых реле магнитных пускателей.

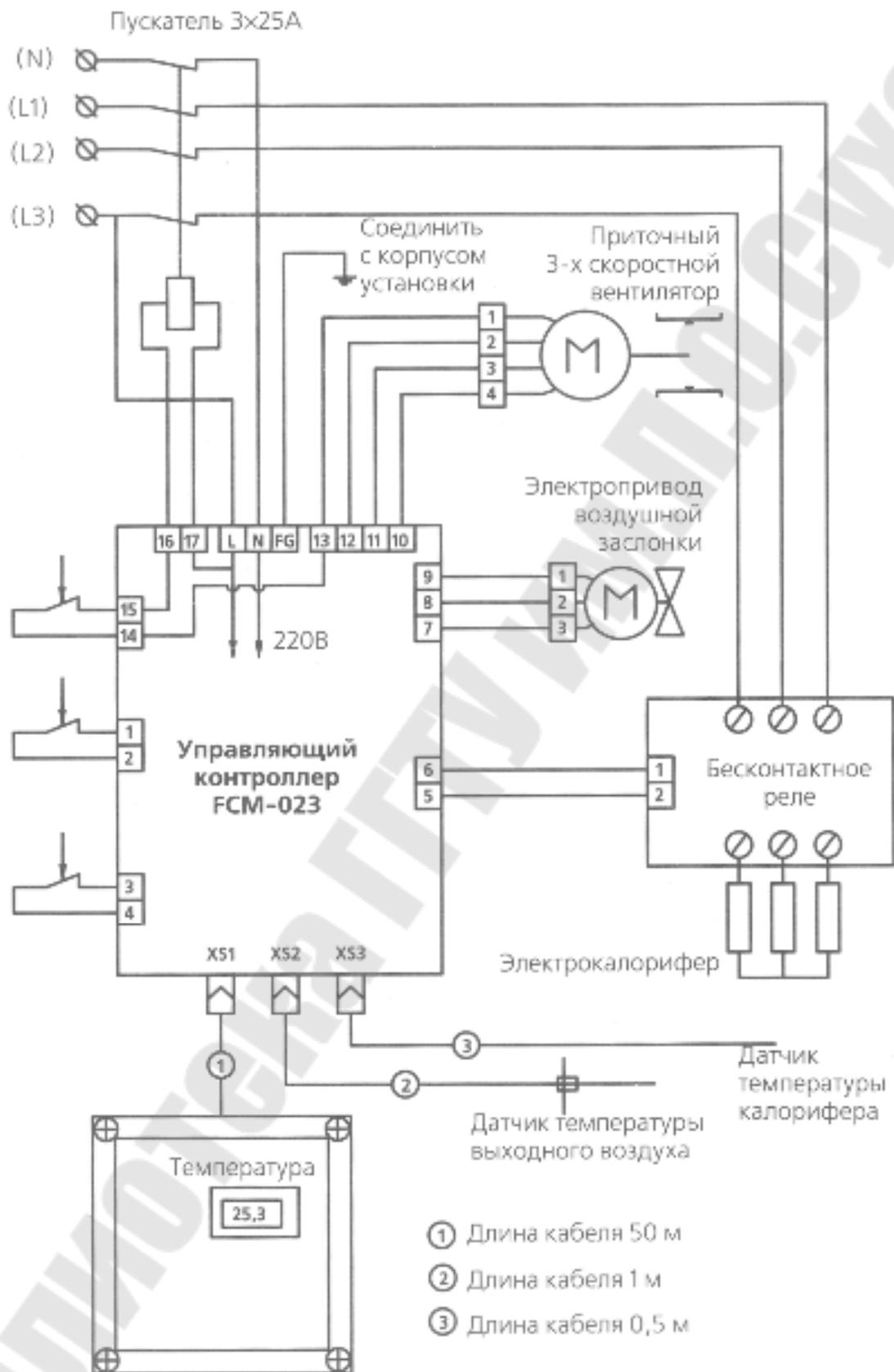


Рис. 7.3. Функциональная схема системы автоматического управления установки КП-6

## **Требования техники безопасности при работе на установке**

Работа на установке допускается только в присутствии преподавателя либо лаборанта с обязательным выполнением следующих требований:

– перед включением приточной установки необходимо проверить наличие защитного заземления, правильность электрических подключений и надежность изоляции токоведущих элементов, исправность измерительных и коммутирующих приборов;

– при возникновении нештатных ситуаций необходимо выключить электрокалорифер, вентилятор и отключить электрическое питание приточной установки.

### **Порядок выполнения работы**

Подать питающее напряжение на приточную установку.

Посредством меню пульта дистанционного управления выбрать производительность вентилятора, соответствующую первой скорости (I) вращения его рабочего колеса.

Включить вентилятор и по истечении времени, необходимого для открытия воздухозаборного клапана и установления стационарного аэродинамического режима, измерить скорость движения воздуха  $\vartheta_{\text{в}}$  на выходе из установки.

С помощью меню пульта дистанционного управления скорректировать текущую температурную уставку до значения  $t_{\text{уст}} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$  и включить электрокалорифер.

По установлении стационарного теплового режима измерить температуру воздуха на входе  $t'_{\text{в}}$  и выходе  $t''_{\text{в}}$  из установки; аналогичные измерения выполнить для режимов, отвечающих второй (II) и третьей (III) скоростям вращения рабочего колеса вентилятора.

Выключить электрокалорифер и осуществить его продувку для снижения температуры поверхности трубчатых нагревательных элементов до допустимого по условиям противопожарной безопасности уровня.

Выключить вентилятор и по прошествии двух минут снять питающее напряжение с приточной установки.

По достижении в помещении лаборатории установившегося теплового режима повторить вышеописанную последовательность действий для значений температурных уставок, равных 30 и 35 °С.

Результаты измерений занести в табл. 7.1.

Таблица 7.1

### Результаты измерений и расчетов

Скорость вращения колеса вентилятора	$t_{уст}, ^\circ\text{C}$	$\vartheta_{в}, \text{м/с}$	$t'_{в}, ^\circ\text{C}$	$t''_{в}, ^\circ\text{C}$	$m_{в}, \text{кг/с}$	$W_{в}, \text{кВт/К}$	$Q_t, \text{кВт}$
I	25						
	30						
	35						
II	25						
	30						
	35						
III	25						
	30						
	35						

### Обработка результатов измерений

Найти массовый расход воздуха, проходящего через электрокалорифер:

$$m_{в} = \vartheta_{в} F_{\text{ВЫХ}} \rho_{в}, \quad \text{кг/с,}$$

где  $F_{\text{ВЫХ}}$  – площадь поперечного сечения выходного патрубка приточной установки,  $F_{\text{ВЫХ}} = 0,024 \text{ м}^2$ ;  $\rho_{в}$  – среднее значение плотности воздуха, отыскиваемое по табл. П.2.1,  $\text{кг/м}^3$ .

Определить водяной эквивалент  $W_{в}$  и теплопроизводительность  $Q_t$  воздухонагревателя:

$$W_{в} = c_{в} m_{в}, \text{ кВт/К,}$$

$$Q_t = W_{в} (t''_{в} - t'_{в}), \text{ кВт,}$$

где  $c_{в}$  – удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении,  $c_{в} \approx 1,006 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$ .

Означенные расчеты произвести для девяти наборов данных, вытекающих из экспериментальных измерений, выполненных для

трех заданных температурных уставок при трех скоростях вращения рабочего колеса вентилятора приточной установки. Результаты расчетов свести в табл. 7.1.

### **Контрольные вопросы**

Классификация систем вентиляции воздуха.

Виды и назначение систем механической вентиляции воздуха.

Система приточно-вытяжной вентиляции общественного здания.

Определение производительности приточной установки.

Функциональная схема системы автоматического управления компактной приточной установки.

## Лабораторная работа № 8 СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА ПОМЕЩЕНИЯ УЧЕБНОЙ ЛАБОРАТОРИИ

**Цель работы:** сформировать представление об основных источниках выделения тепла и влаги, учитываемых при составлении тепловлажностного баланса помещения. Ознакомиться с мероприятиями, направленными на снижение тепло- и влагопоступлений в помещения. Составить уравнение теплового баланса для помещения учебной лаборатории.

### Краткие теоретические сведения

Расчетные параметры воздуха в кондиционируемых помещениях устанавливаются исходя из результатов притока и отвода теплоты и влаги из этих помещений. При проектировании систем кондиционирования воздуха отдельно определяют теплопритоки (либо теплопотери) в кондиционируемые помещения и отдельно – влагопритоки (либо влагопотери).

**Количество теплоты**, поступающей в кондиционируемое помещение (со знаком «+») либо уходящей из него (со знаком «-»), находят из выражения

$$Q_{\Sigma} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4,$$

где  $Q_1 = Q_1^t + Q_1^s$  – теплопритоки через ограждающие конструкции, вызванные разностью температур наружного и внутреннего воздуха, и от действия солнечной радиации;  $Q_2$  – теплопритоки от обрабатываемых материалов и химических реакций;  $Q_3$  – теплопритоки с наружным воздухом, проникающим в кондиционируемое помещение с вентиляционным воздухом либо от инфильтрации через щели в ограждающих конструкциях;  $Q_4$  – эксплуатационные теплопритоки (от людей, технологического оборудования, электродвигателей, осветительных приборов, нагревательных приборов отопления и т. п.).

**Общее количество влаги**, поступающее в воздух кондиционируемого помещения (со знаком «+») либо поглощаемое из воздуха находящимися в помещении материалами (со знаком «-»), определяют по формуле

$$W_{\Sigma} = W_1 + W_2 + W_3,$$

где  $W_1$  – влагопритоки от материалов;  $W_2$  – влагопритоки с наружным воздухом;  $W_3$  – эксплуатационные влагопритоки (от людей, технологического оборудования, с открытых водных поверхностей и т. д.).

Тепловой и влажностный балансы помещения изменяются во времени. **Первой задачей расчета** является определение максимума избытка тепла либо тепла и влаги в помещении при расчетных наружных параметрах теплого периода года, так как эта величина служит основанием для определения производительности системы аэрации, вентиляционной установки либо кондиционера и расчетов сетей системы.

**Второй задачей расчета** является определение наименьших избытков либо наибольших недостатков тепла и соответствующих избытков влаги при расчетных наружных параметрах в холодное время года, служащих для определения воздухообмена для этого времени и нагрузок на калориферы и теплосети.

В некоторых случаях необходимо также составление теплового и влажностного балансов для помещения при параметрах наружного воздуха, соответствующих условиям переходного режима. Величина избытков тепла либо тепла и влаги в таких случаях определяет воздухообмен в помещении в переходное время года, который часто сохраняется постоянным на весь холодный период.

Потери тепла через внешние ограждения в холодный период года рассчитываются в предположении установившегося теплового режима. Поступление тепла солнечной радиации в обычной практике принято учитывать при наружной температуре  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  и выше.

В большинстве случаев избытки тепла либо тепла и влаги в помещении в теплое время года определяют производительность систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а следовательно, затраты на их сооружение и эксплуатацию. Для уменьшения **производственных тепло- и влаговыделений** следует применять изоляцию и капсуляцию аппаратуры и коммуникаций, выделяющих тепло, удалять транзитные коммуникации за пределы кондиционируемых помещений, применять охлаждаемые водой и воздухом рубашки и экраны для оборудования, предусматривать замкнутое воздушное охлаждение электродвигателей и принимать другие меры, вытекающие из местных условий.

Для уменьшения **поступлений тепла через внешние и внутренние ограждения** их следует изолировать и по возможности делать более массивными. В теплое время года целесообразно применять ох-

лаждение и переохлаждение помещений и чердаков над ними более холодным ночным воздухом. Существенное снижение поступлений тепла через кровлю обеспечивает защита ее водой от перегрева солнечными лучами. Однако это мероприятие требует значительных капитальных вложений и эксплуатационных затрат и может быть рекомендовано лишь в тех случаях, когда величина солнечной радиации через покрытие составляет значительную долю в общем тепловом балансе помещения.

**Приборы и оборудование:** датчики температуры приточного и удаляемого воздуха, электронный термоанемометр, ваттметр.

### Схема лабораторной установки

В качестве объекта исследования в данной работе выступает помещение учебной лаборатории, модель которого проиллюстрирована на рис. 8.1.

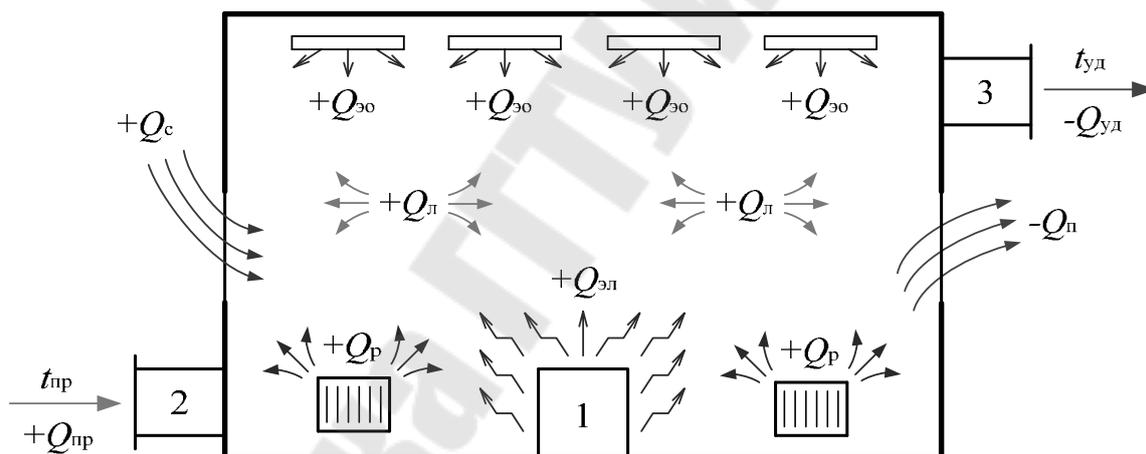


Рис. 8.1. Модель помещения учебной лаборатории:  
1 – электрический нагреватель; 2 – воздухозаборное отверстие;  
3 – отверстие для удаления воздуха

Уравнение теплового баланса для представленной на рис. 8.1 модели помещения в случае стационарного режима вентилирования имеет вид:

$$Q_c + Q_p + Q_l + Q_{эо} + Q_{эл} = Q_{п} + Q_{уд}, \text{ Вт}, \quad (8.1)$$

где  $Q_c$ ,  $Q_p$ ,  $Q_l$ ,  $Q_{эо}$  и  $Q_{эл}$  – соответственно, теплопритоки от воздействия солнечной радиации через вертикальные световые проемы, от

нагревательных приборов системы отопления, людей, электроосветительных приборов и электрического нагревателя, Вт;  $Q_{\text{п}}$  и  $Q_{\text{уд}}$  – теплотери через ограждающие конструкции помещения и с удаляемым из него воздухом, соответственно, Вт.

### Порядок выполнения работы

Включить электрический нагреватель 1 и центробежный вентилятор, примыкающий к выходному отверстию 3.

По прошествии времени, необходимого для достижения стационарных теплового и аэродинамического режимов, выполнить измерения:

- температур приточного  $t_{\text{пр}}$  и удаляемого  $t_{\text{уд}}$  воздуха посредством соответствующих датчиков температуры;
- скорости движения воздуха  $\vartheta_{\text{в}}$  во входном отверстии 2 при помощи электронного термоанемометра;
- мощности  $\tilde{Q}_{\text{эл}}$ , выделяемой нагревателем 1, посредством электрического ваттметра.

Выключить электронагревательный прибор и по истечении времени, необходимого для снижения температуры поверхности нагрева до допустимого по условиям противопожарной безопасности уровня, отключить центробежный вентилятор.

### Обработка результатов измерений

Рассчитать массовый расход вентиляционного воздуха:

$$m_{\text{в}} = \vartheta_{\text{в}} F_{\text{вх}} \rho_{\text{в}}, \text{ кг/с,}$$

где  $F_{\text{вх}}$  – площадь поперечного сечения входного отверстия,  $\text{м}^2$ ;  $\rho_{\text{в}}$  – плотность воздуха,  $\text{кг/м}^3$ .

Определить количество теплоты, поступающей в помещение через световые проемы:

$$Q_{\text{с}} = [(q_{\text{п}}^{\text{в}} k_{\text{инс}} + q_{\text{р}}^{\text{в}} k_{\text{обл}}) k_{\text{отн}} k_{\text{пер}} + (t_{\text{н}}^{\text{усл}} - t_{\text{в}}) / R_{\text{сп}}] F_{\text{о}}, \text{ Вт,}$$

где  $q_{\text{п}}^{\text{в}}$ ,  $q_{\text{р}}^{\text{в}}$  – удельное количество теплоты, соответственно, прямой и рассеянной радиации, поступающей в расчетный час через одинарное остекление световых проемов,  $\text{Вт/м}^2$ ;  $k_{\text{инс}}$  – коэффициент инсоляции, показывающий, какая часть площади окна освещена в расчетный час

солнечными лучами;  $k_{\text{обл}}$  – коэффициент облучения рассеянной радиацией;  $k_{\text{отн}}$  – коэффициент относительного проникания солнечной радиации через заполнение светового проема, отличающееся от одинарного;  $k_{\text{пер}}$  – коэффициент, учитывающий затенение светового проема переплетами;  $t_{\text{н}}^{\text{усл}}$  – условная температура наружного воздуха, °С;  $t_{\text{в}}$  – температура воздуха в исследуемом помещении, °С;  $R_{\text{сп}}$  – сопротивление теплопередаче заполнения светового проема,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ ;  $F_{\text{o}}$  – площадь окна,  $\text{м}^2$ .

Найти теплопритоки от нагревательных приборов системы отопления:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{от}} \frac{t_{\text{п}}^{\text{сп}} - t_{\text{в}}^{\text{п}}}{t_{\text{п}}^{\text{сп}} - t_{\text{от}}^{\text{п}}}, \text{ Вт},$$

где  $Q_{\text{от}}$  – расчетная величина теплотеря помещения (мощность установленной в помещении системы отопления), Вт;  $t_{\text{п}}^{\text{сп}}$  – средняя температура теплоносителя в отопительных приборах при расчетных условиях для системы отопления, °С;  $t_{\text{в}}^{\text{п}}$  – расчетная температура воздуха в помещении в холодный период года для режима вентиляции либо кондиционирования воздуха, °С;  $t_{\text{от}}^{\text{п}}$  – расчетная температура воздуха в помещении для режима отопления, °С.

Оценить величину теплопритоков от находящихся в помещении людей:

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} n, \text{ Вт},$$

где  $q_{\text{л}}$  – тепловыделения от одного человека, Вт;  $n$  – количество человек в помещении.

Вычислить количество теплоты, выделяемой электроосветительными приборами:

$$Q_{\text{эо}} = EF_{\text{п}} q_{\text{эо}} \eta_{\text{эо}}, \text{ Вт},$$

где  $E$  – уровень освещенности, лк;  $F_{\text{п}}$  – площадь пола помещения,  $\text{м}^2$ ;  $q_{\text{эо}}$  – удельные тепловыделения,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{лк})$ ;  $\eta_{\text{эо}}$  – доля поступающего в помещение тепла.

Определить теплотеря через ограждающие конструкции помещения:

$$Q_{\text{п}} = (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) F_{\text{огр}} / R_{\text{огр}}, \text{ Вт},$$

где  $t_n$  – температура наружного воздуха, °С;  $F_{огр}$  – площадь поверхности ограждений, м<sup>2</sup>;  $R_{огр}$  – сопротивление теплопередаче ограждений, (м<sup>2</sup> · К)/Вт.

Рассчитать теплотери\* с удаляемым из помещения воздухом:

$$Q_{уд} = m_v c_v (t_{уд} - t_{пр}), \text{ Вт},$$

где  $c_v$  – теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К).

Подставляя найденные значения теплопритоков и теплотери в уравнение теплового баланса (8.1), определить расчетное значение тепловыделений  $Q_{эл}$  от расположенного в исследуемом помещении электрического нагревателя  $I$ .

Оценить относительную степень расхождения между расчетным значением тепловыделений  $Q_{эл}$  и экспериментальным значением электрической мощности  $\tilde{Q}_{эл}$ , в первом приближении тождественным тепlopоступлениям от электрического нагревателя:

$$\delta_{эл} = \frac{|Q_{эл} - \tilde{Q}_{эл}|}{\frac{1}{2}(Q_{эл} + \tilde{Q}_{эл})} \cdot 100, \%$$

### **Контрольные вопросы**

Источники тепло- и влаговывделений в помещениях различного назначения.

Основные принципы составления тепловлажностного баланса помещения.

Задачи, решаемые при составлении тепловлажностного баланса помещения.

Мероприятия по уменьшению тепло- и влагопоступлений в помещении.

Уравнение теплового баланса помещения учебной лаборатории.

---

\* В случае если температура удаляемого из помещения воздуха ниже температуры приточного воздуха, слагающая теплотери  $Q_{уд}$  в уравнении (8.1) вырождается в величину, характеризующую теплопритоки с наружным воздухом  $Q_{пр}$ .

## Литература

1. Белова, Е. М. Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами / Е. М. Белова. – М. : Техносфера, 2006. – 400 с.
2. Белова, Е. М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях / Е. М. Белова. – М. : Евроклимат, 2006. – 640 с.
3. Бурцев, С. И. Влажный воздух. Состав и свойства : учеб. пособие / С. И. Бурцев, Ю. Н. Цветков. – СПб. : СПбГАХИПТ, 1998. – 146 с.
4. Вентиляция : лаборатор. практикум для студентов днев. и заоч. форм обучения специальности 1-70 04 02 «Теплогазоснабжение, вентиляция и охрана воздушного бассейна» / сост.: Л. В. Борухова, А. С. Шибeko. – Минск : БНТУ, 2015. – 79 с.
5. Внутренние санитарно-технические устройства : справ. проектировщика : в 3 ч. / В. Н. Богословский [и др.] ; под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. – 4-е изд. – М. : Стройиздат, 1992. – Ч. 3, кн. 1 : Вентиляция и кондиционирование воздуха. – 319 с.
6. Крупнов, Б. А. Руководство по проектированию систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха / Б. А. Крупнов, Н. С. Шарафудинов. – М.–Вена : ГЕРЦ Арматурен, 2008. – 219 с.
7. Лабораторный практикум по отоплению, вентиляции, газоснабжению, гидравлическим машинам, холодильным установкам и теплоснабжению / под общ. ред. Э. Х. Одельского. – 2-е изд. – Минск : Высш. шк., 1964. – 277 с.
8. Лабораторный практикум по термодинамике, теплообмену, отоплению, вентиляции и кондиционированию воздуха : учеб. пособие / В. А. Бройда [и др.] ; под. общ. ред. В. Н. Посохина. – Казань : КГАСУ, 2009. – 158 с.
9. Минин, В. Е. Воздухонагреватели для систем вентиляции и кондиционирования воздуха / В. Е. Минин. – М. : Стройиздат, 1976. – 199 с.
10. Нестеренко, А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А. В. Нестеренко. – М. : Высш. шк., 1971. – 460 с.
11. Нимич, Г. В. Современные системы вентиляции и кондиционирования воздуха / Г. В. Нимич, В. А. Михайлов, Е. С. Бондарь. – Киев : ИВИК, 2003. – 626 с.
12. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха : справ. пособие / под ред. Г. И. Стомахиной. – М. : Пантори, 2003. – 308 с.

13. Семенов, Ю. В. Системы кондиционирования воздуха с поверхностными воздухоохладителями / Ю. В. Семенов. – М. : Техносфера, 2014. – 272 с.

14. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование : учеб. пособие для вузов / Б. М. Хрусталева [и др.] ; под ред. Б. М. Хрусталева. – Минск : ДизайнПРО, 1997. – 384 с.

15. Явнель, Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха / Б. К. Явнель. – 3-е изд. – М. : Агропромиздат, 1989. – 223 с.

16. Каталог систем автоматического управления установками кондиционирования воздуха компании ООО «Веза». – М., 2014. – 38 с.

17. Каталог теплообменных аппаратов компании ООО «Веза». – М., 2014. – 99 с.

18. Каталог холодильного оборудования компании ООО «Веза». – М., 2014. – 70 с.

19. Каталог центральных кондиционеров компании ООО «Веза». – М., 2014. – 166 с.

## Приложения

### Приложение 1

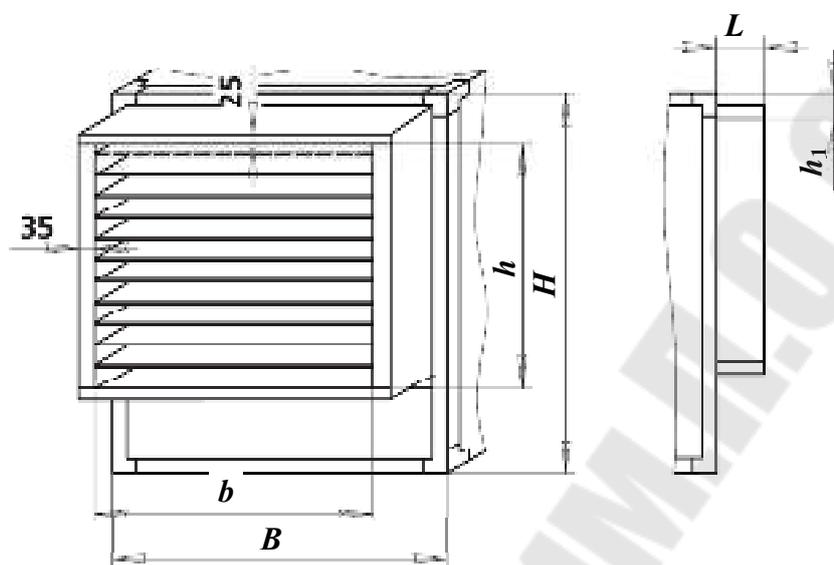


Рис. П.1.1. Воздухозаборная панель

Таблица П.1.1

#### Массогабаритные характеристики воздухозаборной панели

Размер, мм						Масса, кг
<i>B</i>	<i>H</i>	<i>L</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>h<sub>1</sub></i>	
700	800	100	565	510	57,5	7

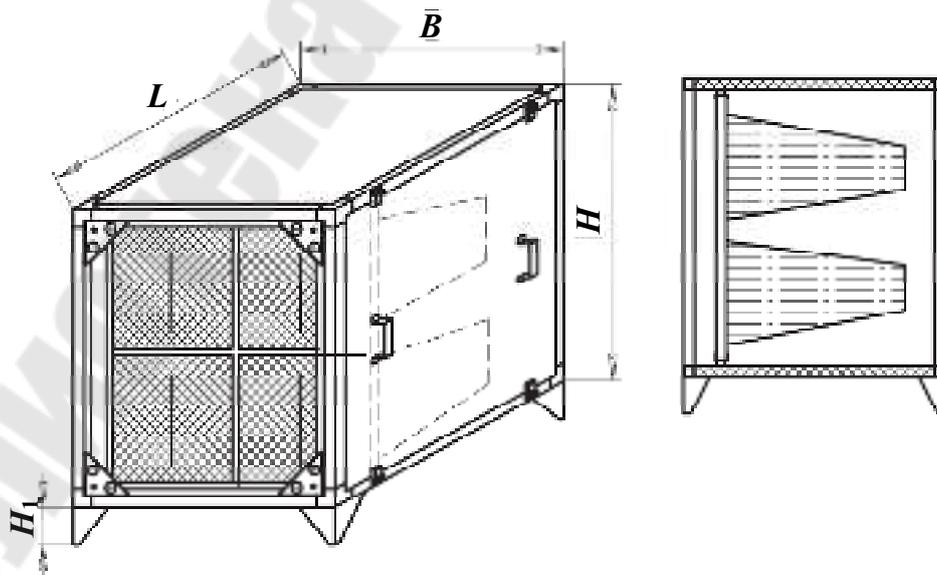


Рис. П.1.2. Блок карманного фильтра ФМ-66-360-6-Х-Г4

## Габаритные размеры блока и характеристики карманного фильтра

Наименование характеристики		Значение характеристики
Размер, мм	<i>B</i>	700
	<i>H</i>	800
	<i>L</i>	550
	<i>H</i> <sub>1</sub>	100
Масса блока, кг		70
Класс фильтра		G4
Площадь фильтра, м <sup>2</sup>		3,1
Число карманов		6
Длина кармана, мм		360
Эффективность очистки по весу, <i>Am</i> %		92
Начальное сопротивление, Па		42
Рекомендуемое конечное сопротивление, Па		250

Расшифровка буквенно-цифровых обозначений воздушного фильтра карманного типа ФМ-66-360-6-Х-G4: ФМ – фильтр мешочный; 66 – кодовые цифры, определяющие ширину (592 мм) и высоту (592 мм) кармана; 360 – глубина кармана, мм; 6 – количество карманов; Х – химволоконный фильтровальный материал; G4 – класс очистки.

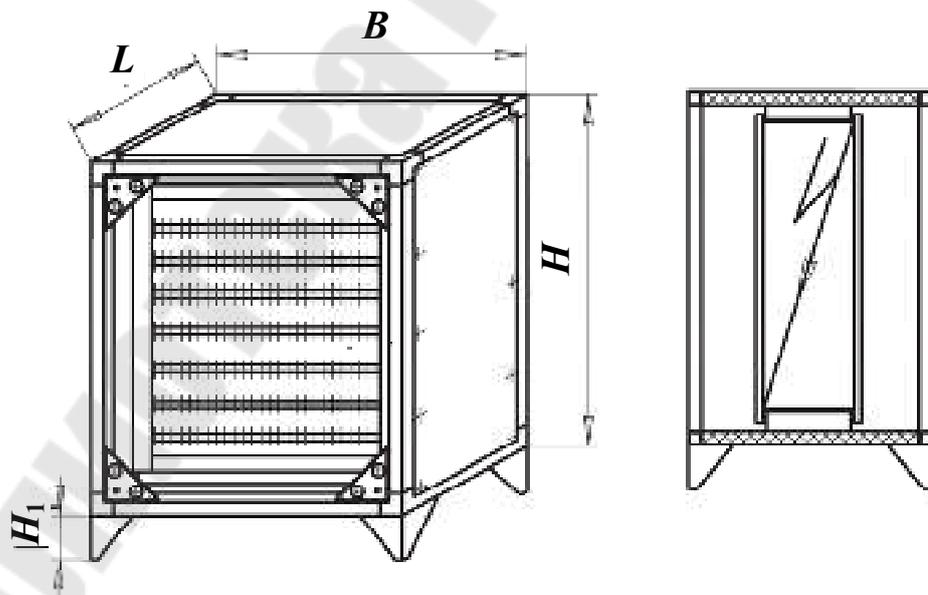


Рис. П.1.3. Блок электрического воздушонагревателя ЭКО-27

Таблица П.1.3

**Номинальные технические характеристики электрокалорифера ЭКО-27**

Наименование и размерность характеристики		Значение характеристики
Установленная мощность, кВт		27
Число электрических секций		3
Мощность секции, кВт		9
Число рядов ТЭН в секции		2
Мощность одного ТЭН, кВт		0,75
Напряжение сети/питания ТЭН, В		380/220
Производительность по воздуху, м <sup>3</sup> /ч		3150
Аэродинамическое сопротивление, Па		180
Наибольший перепад температур воздуха на входе и выходе, °С		27
Максимальная температура выходящего воздуха, °С		100
Допустимая температура на поверхности ТЭН, °С		190
Масса калорифера/блока, кг		15,5/51,7
Габаритные размеры блока, мм	<i>B</i>	700
	<i>H</i>	800
	<i>L</i>	380
	<i>H</i> <sub>1</sub>	100

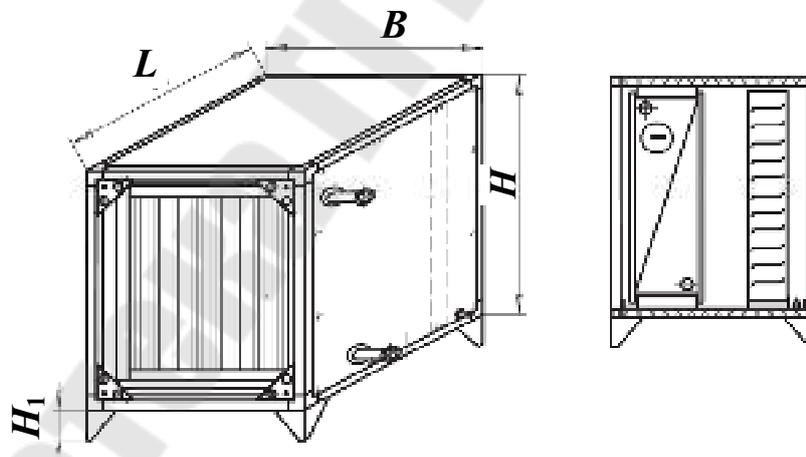


Рис. П.1.4. Блок фреонового воздухоохладителя ВОФ-10

Таблица П.1.4

**Массогабаритные характеристики блока фреонового воздухоохладителя**

Размер, мм				Масса, кг
<i>B</i>	<i>H</i>	<i>L</i>	<i>H</i> <sub>1</sub>	
700	800	660	100	32

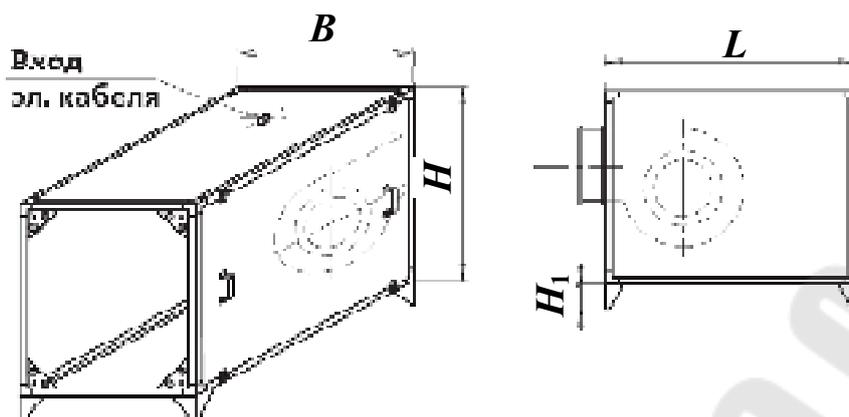


Рис. П.1.5. Вентиляторный блок

Таблица П.1.5

**Габаритные размеры блока и технические характеристики  
вентилятора ВСК-9**

Наименование и размерность характеристики		Значение характеристики
Номинальная производительность, м <sup>3</sup> /ч		3150
Частота вращения рабочего колеса, об./мин		1410
Номинальная мощность электродвигателя, кВт		0,55
Напряжение и частота электродвигателя		220/380 В, 50 Гц
Номинальный ток электродвигателя, А		2,74/1,59
Масса блока, кг		65
Габаритные размеры блока, мм	<i>B</i>	700
	<i>H</i>	800
	<i>L</i>	850
	<i>H</i> <sub>1</sub>	100

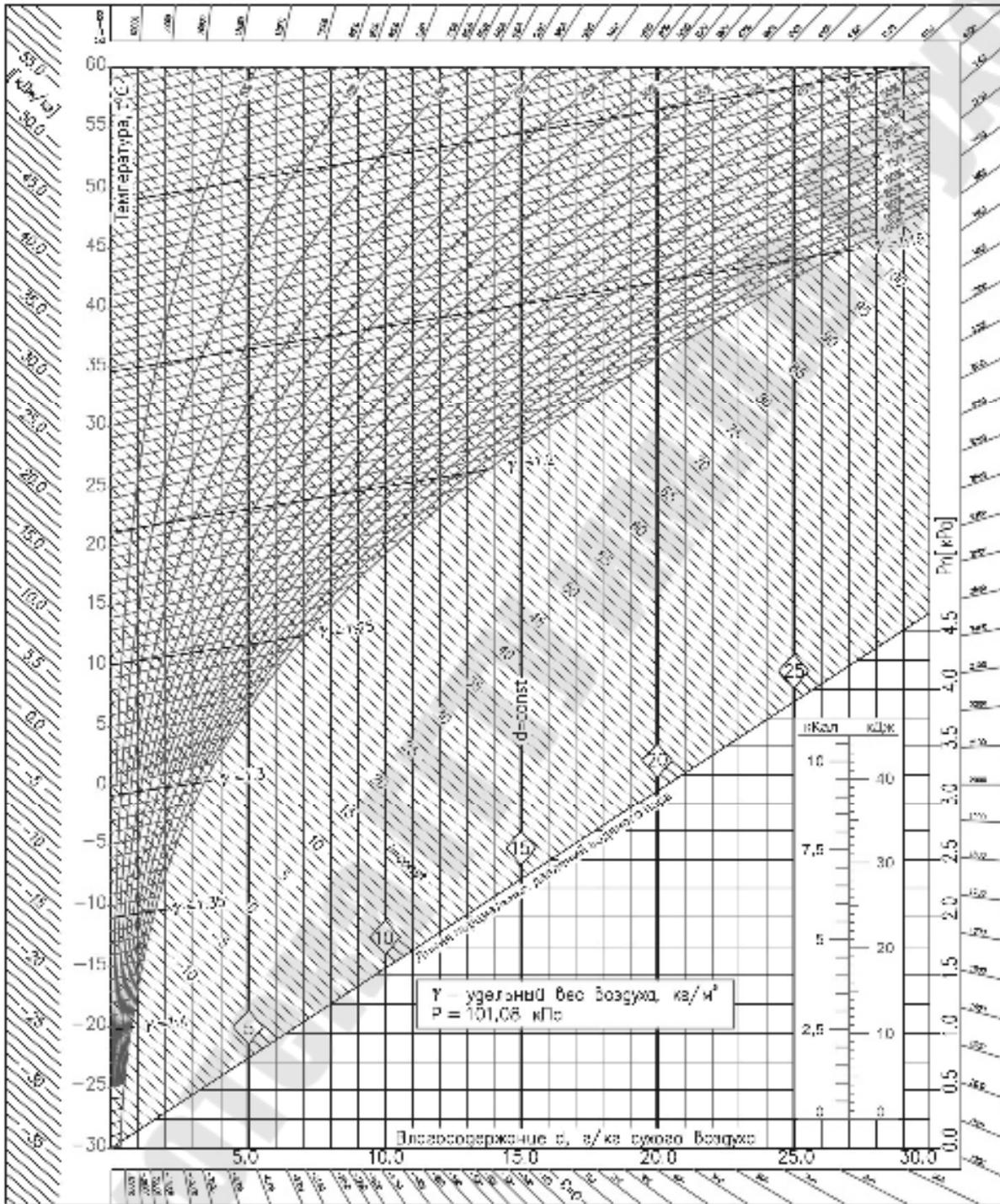


Рис. П.2.1.  $h$ - $d$ -диаграмма влажного воздуха

## Плотность сухого воздуха при атмосферном давлении 101,3 кПа

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
-45	1,549	-13	1,358	19	1,209
-44	1,543	-12	1,352	20	1,205
-43	1,536	-11	1,347	21	1,201
-42	1,529	-10	1,342	22	1,197
-41	1,522	-9	1,337	23	1,193
-40	1,515	-8	1,332	24	1,389
-39	1,509	-7	1,327	25	1,185
-38	1,502	-6	1,322	26	1,181
-37	1,496	-5	1,317	27	1,177
-36	1,489	-4	1,312	28	1,173
-35	1,483	-3	1,307	29	1,169
-34	1,477	-2	1,303	30	1,165
-33	1,471	-1	1,298	31	1,161
-32	1,465	0	1,293	32	1,157
-31	1,459	1	1,288	33	1,154
-30	1,453	2	1,284	34	1,150
-29	1,447	3	1,279	35	1,146
-28	1,441	4	1,274	36	1,142
-27	1,435	5	1,270	37	1,139
-26	1,429	6	1,265	38	1,135
-25	1,423	7	1,261	39	1,131
-24	1,418	8	1,256	40	1,328
-23	1,412	9	1,252	41	1,124
-22	1,406	10	1,247	42	1,121
-21	1,401	11	1,243	43	1,117
-20	1,395	12	1,239	44	1,114
-19	1,390	13	1,234	45	1,110
-18	1,384	14	1,230	46	1,107
-17	1,379	15	1,226	47	1,103
-16	1,374	16	1,221	48	1,100
-15	1,368	17	1,217	49	1,096
-14	1,363	18	1,213	50	1,093

## Приложение 3

Таблица П.3.1

### Термодинамические процессы, протекающие в одноступенчатой ПКХМ

Линия на $\lg p-h$ - диаграмме	Наименование процесса
$1-1'$	изобарный перегрев насыщенных паров хладагента в испарителе
$1'-1''$	изотермическое снижение давления парообразного хладагента во всасывающей патрубке компрессора
$1-1''$	политропный процесс, сочетающий частные изопрцессы $1-1'$ и $1'-1''$
$1-2^*$ ; $1'-2'$	изоэнтропийное сжатие парообразного хладагента в компрессоре
$1''-2''$	политропное сжатие парообразного хладагента в компрессоре
$2^*-2$ ; $2'-2$ ; $2'''-2$	изобарное охлаждение парообразного хладагента в конденсаторе
$2''-2'''$	изотермическое снижение давления парообразного хладагента в нагнетательной патрубке компрессора
$2''-2$	политропный процесс, сочетающий частные изопрцессы $2''-2'''$ и $2'''-2$
$2-3$	изобарно-изотермическая конденсация парообразного хладагента в конденсаторе
$3-3'$	изобарное переохлаждение хладагента в конденсаторе и трубопроводах между конденсатором и дросселирующим устройством
$3'-3''$	изотермическое понижение давления жидкого хладагента в соединительных трубопроводах между конденсатором и дросселем
$3-3''$	политропный процесс, сочетающий частные изопрцессы $3-3'$ и $3'-3''$
$3-4^*$ ; $3'-4$ ; $3''-4$	изоэнтальпийное расширение (дросселирование) жидкого хладагента в дросселирующем устройстве
$4^*-1$ ; $4-1$	изобарно-изотермическое кипение жидкого хладагента в испарителе

## Приложение 4

Таблица П.4.1

### Технические характеристики компрессорного агрегата МАРК-10

Наименование характеристики		Значение характеристики
Холодопроизводительность *, кВт		10,1
Тип хладагента		R407C
Потребляемая мощность компрессора, кВт		3,2
Потребляемая мощность **, кВт		3,7
Электропитание		3 ~ 400 В, 50 Гц
Потребляемый ток компрессора, А		5,8
Потребляемый ток **, А		6,8
Максимальный ток компрессора, А		10
Максимальный ток **, А		11
Количество компрессоров		1
Количество контуров		1
H, мм		700
B, мм		1100
L, мм		600
S, мм		100
Масса не более, кг		100
Диаметры патрубков, дюйм	Вход в агрегат из испарителя ( $d_1$ )	3/4"
	Выход из агрегата в испаритель ( $d_2$ )	1/2"
	Выход из агрегата в конденсатор ( $d_3$ )	1/2"
	Вход в агрегат из конденсатора ( $d_4$ )	1/2"

\*Указанное значение номинальной холодопроизводительности относится к следующим условиям: расход воздуха 3150 м<sup>3</sup>/ч; температура конденсации фреона 45 °С; температура окружающей среды 30 °С; температура паров хладагента на входе в конденсатор 80 °С; переохлаждение 3 °С.

\*\*Значение соответствующей характеристики электропотребления компрессорного агрегата указано с учетом вентилятора конденсатора.

**Технические характеристики модульного агрегата воздушного  
охлаждения МАВО.К.450.1×1.Б.4Р.4П.В**

Наименование характеристики	Значение характеристики
<i>Конденсатор</i>	
Номинальная теплопроизводительность, кВт	14,4 (13,1)
Расход воздуха, м <sup>3</sup> /ч	5200 (4450)
Теплопередающая поверхность, м <sup>2</sup>	45
Внутренний объем трубок теплообменника, м <sup>3</sup>	5 · 10 <sup>-3</sup>
Мощность электродвигателя, кВт	0,62
Масса, кг	55
Диаметры присоединительных патрубков, мм	18
<i>L</i> , мм	1050
<i>S</i> , мм	960
<i>a</i> , мм	930
<i>Вентилятор</i>	
Управляющее напряжение	3 ~ 380 В, 50 Гц
Диаметр рабочего колеса, мм	450
Скорость вращения рабочего колеса, об./мин	1340 (1050)
Мощность электродвигателя, кВт	0,62
Максимальный ток, А	1,1

Расшифровка буквенно-цифровых обозначений модульного агрегата воздушного охлаждения МАВО.К.450.1×1.Б.4Р.4П.В: К – конденсатор; 450 – диаметр рабочего колеса вентилятора в мм; 1×1 – число рядов × число вентиляторов в ряду; Б – обозначение типоразмера фронтальной площади (900×600 мм<sup>2</sup>), через которую прокачивает воздух один вентилятор; 4Р – число рядов (Р) трубок теплообменника по ходу движения воздуха; 4П – число полюсов (П) вентилятора; В (вертикальное) – рабочее положение конденсатора.

## Приложение 5

Таблица П.5.1

### Термодинамические свойства фреона R407C на линии насыщения

$t, ^\circ\text{C}$	$p_{\text{liq}}$	$p_{\text{var}}$	$v_{\text{liq}}$	$v_{\text{var}}$	$\rho_{\text{liq}}$	$\rho_{\text{var}}$	$h_{\text{liq}}$	$\Delta h$	$h_{\text{var}}$	$s_{\text{liq}}$	$s_{\text{var}}$
	кПа		м <sup>3</sup> /кг		кг/м <sup>3</sup>		кДж/кг			кДж/(кг · К)	
-55	56,9	37,7	0,0007	0,5499	1431,2	1,819	128,0	251,8	379,8	0,7083	1,8825
-50	73,8	50,2	0,0007	0,4216	1413,9	2,372	134,2	248,9	383,1	0,7359	1,8702
-45	94,6	65,8	0,0007	0,3276	1396,5	3,053	140,3	246,0	386,3	0,7632	1,8589
-40	119,7	85,0	0,0007	0,2577	1378,9	3,880	146,6	242,9	389,5	0,7903	1,8487
-35	149,8	108,5	0,0007	0,2051	1361,3	4,876	153,2	239,5	392,7	0,8184	1,8394
-30	185,5	136,9	0,0007	0,1649	1343,5	6,064	159,6	236,3	395,9	0,8448	1,8310
-25	227,6	170,9	0,0008	0,1338	1325,6	7,472	165,7	233,3	399,0	0,8696	1,8233
-20	276,8	211,2	0,0008	0,1096	1307,5	9,127	172,4	229,7	402,1	0,8959	1,8162
-15	333,8	258,6	0,0008	0,0904	1289,2	11,062	179,1	226,0	405,2	0,9221	1,8097
-10	399,6	313,9	0,0008	0,0751	1270,8	13,313	185,9	222,3	408,2	0,9478	1,8037
-5	474,8	378,1	0,0008	0,0628	1252,1	15,919	192,9	218,2	411,1	0,9739	1,7981
0	560,3	452,0	0,0008	0,0528	1233,2	18,924	200,0	213,9	413,9	1,0000	1,7928
5	657,0	536,6	0,0008	0,0447	1214,1	22,378	207,3	209,4	416,6	1,0261	1,7879
10	765,8	632,8	0,0008	0,0380	1194,6	26,338	214,7	204,6	419,3	1,0522	1,7831
15	887,6	741,7	0,0009	0,0324	1174,8	30,870	222,3	199,5	421,8	1,0784	1,7785
20	1023,4	864,4	0,0009	0,0277	1154,7	36,052	230,1	194,1	424,1	1,1047	1,7740
25	1174,1	1002,1	0,0009	0,0238	1134,0	41,977	238,0	188,3	426,4	1,1312	1,7695
30	1340,7	1155,9	0,0009	0,0205	1112,9	48,755	246,2	182,1	428,4	1,1580	1,7649
35	1524,2	1327,1	0,0009	0,0177	1091,1	56,523	254,7	175,5	430,2	1,1850	1,7602
40	1725,5	1517,0	0,0009	0,0153	1068,6	65,448	263,4	168,3	431,7	1,2125	1,7551
45	1945,8	1727,2	0,0010	0,0132	1045,2	75,747	272,5	160,5	433,0	1,2404	1,7497
50	2185,9	1959,0	0,0010	0,0114	1020,7	87,701	281,9	152,0	433,9	1,2690	1,7437
55	2446,8	2214,1	0,0010	0,0098	994,7	101,691	291,7	142,7	434,4	1,2984	1,7369

В таблице приняты следующие обозначения:  $t$  – температура,  $^\circ\text{C}$ ;  $p$  – давление, кПа;  $v$  – удельный объем, м<sup>3</sup>/кг;  $\rho$  – плотность, кг/м<sup>3</sup>;  $h$  – энтальпия, кДж/кг;  $\Delta h$  – скрытая теплота парообразования, кДж/кг;  $s$  – энтропия, кДж/(кг · К).

Нижние индексы «liq» и «var» относят рассматриваемые термодинамические параметры, соответственно, к жидкому и парообразному состояниям хладагента.

77

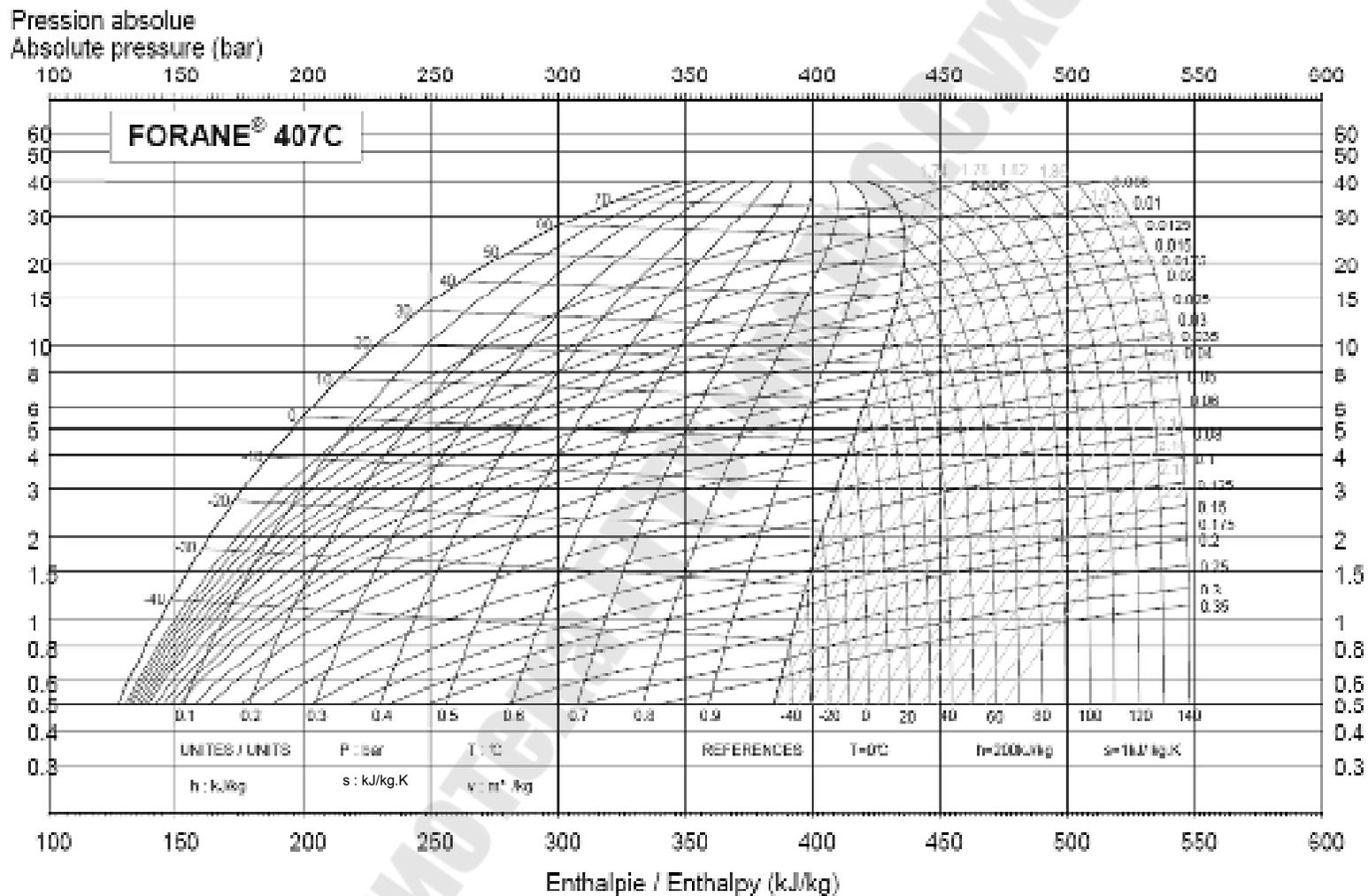


Рис. П.5.1. lgp-h-диаграмма фреона R407C

## Приложение 6

Таблица П.6.1

Удельные потери давления на трение в приточной камере  
кондиционера  $r_{тр}$ , Па/м

$\vartheta_k$ , м/с	Десятыe →									
	Целые ↓	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0	0,000	0,0004	0,001	0,003	0,004	0,007	0,009	0,012	0,015	0,019
1	0,022	0,027	0,031	0,036	0,041	0,046	0,052	0,058	0,064	0,070
2	0,077	0,084	0,091	0,099	0,107	0,115	0,123	0,130	0,140	0,150
3	0,160	0,170	0,180	0,190	0,200	0,210	0,220	0,230	0,250	0,260
4	0,270	0,280	0,290	0,310	0,320	0,330	0,350	0,360	0,380	0,390
5	0,400	0,420	0,430	0,450	0,470	0,480	0,500	0,510	0,530	0,550
6	0,570	0,580	0,600	0,620	0,640	0,660	0,670	0,690	0,710	0,730
7	0,750	0,770	0,790	0,810	0,830	0,850	0,880	0,900	0,920	0,940
8	0,960	0,990	1,010	1,030	1,050	1,080	1,100	1,130	1,150	1,170
9	1,200	1,220	1,250	1,270	1,300	1,330	1,350	1,380	1,410	1,430
10	1,460	1,490	1,520	1,540	1,570	1,600	1,630	1,660	1,690	1,720
11	1,750	1,780	1,810	1,840	1,870	1,900	1,930	1,960	1,990	2,020
12	2,060	2,090	2,120	2,160	2,190	2,220	2,260	2,290	2,320	2,360
13	2,390	2,430	2,460	2,500	2,530	2,570	2,610	2,640	2,680	2,720
14	2,750	2,790	2,830	2,870	2,900	2,940	2,980	3,020	3,060	3,100
15	3,140	3,180	3,220	3,260	3,300	3,340	3,380	3,420	3,460	3,500
16	3,550	3,590	3,630	3,670	3,720	3,760	3,800	3,850	3,890	3,940
17	3,980	4,030	4,070	4,120	4,160	4,210	4,250	4,300	4,350	4,390
18	4,440	4,490	4,530	4,580	4,630	4,680	4,730	4,780	4,820	4,870
19	4,920	4,970	5,020	5,070	5,120	5,170	5,220	5,280	5,330	5,380
20	5,430	5,480	5,530	5,590	5,640	5,690	5,750	5,800	5,850	5,910
21	5,960	6,020	6,070	6,130	6,180	6,240	6,290	6,350	6,410	6,460
22	6,520	6,580	6,630	6,690	6,750	6,810	6,870	6,920	6,980	7,040
23	7,100	7,160	7,220	7,280	7,340	7,400	7,460	7,520	7,580	7,650
24	7,710	7,770	7,830	7,890	7,960	8,020	8,080	8,150	8,210	8,270
25	8,340	8,400	8,470	8,530	8,600	8,660	8,730	8,790	8,860	8,930
26	8,990	9,060	9,130	9,190	9,260	9,330	9,400	9,470	9,530	9,600
27	9,670	9,740	9,810	9,880	9,950	10,02	10,09	10,16	10,23	10,30
28	10,38	10,45	10,52	10,59	10,66	10,74	10,81	10,88	10,96	11,03
29	11,10	11,18	11,25	11,33	11,40	11,48	11,55	11,63	11,71	11,78
30	11,86	11,93	12,01	12,09	12,17	12,24	12,32	12,40	12,48	12,56

## Приложение 7

Таблица П.7.1

### Технические характеристики компактной приточной установки КП-6

Характеристика, размерность	Значение
Минимальная воздухопроизводительность, м <sup>3</sup> /ч	200
Максимальная воздухопроизводительность, м <sup>3</sup> /ч	800
Полная мощность электрокалорифера, кВт	6
Электрическая мощность вентилятора, Вт	355
Максимальный ток вентилятора, А	1,55
Число скоростей вентилятора	3
Напряжение питания установки	220/380 В, 50 Гц
Масса, кг	43

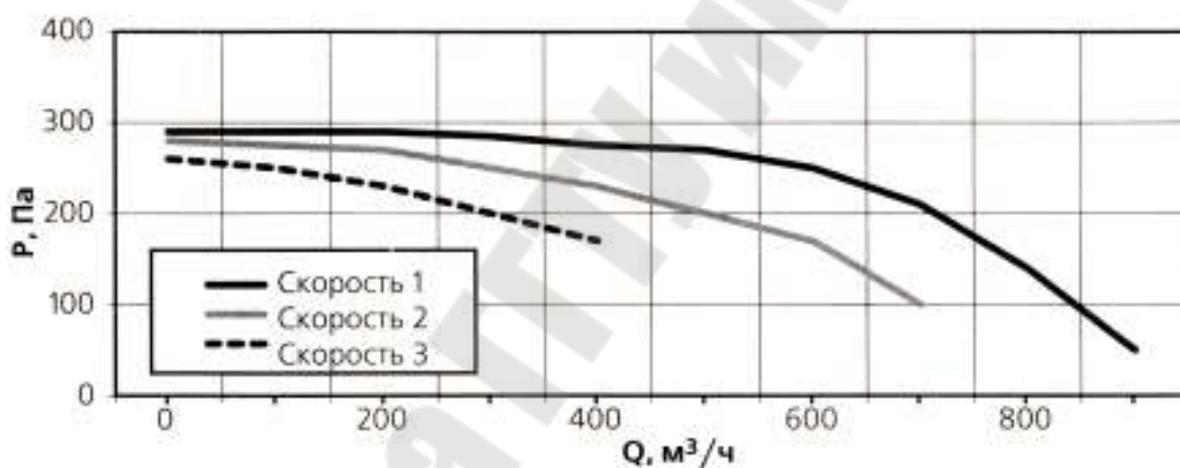


Рис. П.7.1. Аэродинамические характеристики приточной установки КП-6

## Содержание

<i>Лабораторная работа № 1. Определение рабочих характеристик центрального кондиционера</i> .....	3
<i>Лабораторная работа № 2. Исследование работы электрокалорифера центрального кондиционера</i> .....	12
<i>Лабораторная работа № 3. Определение производительности воздухоохладителя центрального кондиционера</i> .....	18
<i>Лабораторная работа № 4. Исследование характеристик цикла парокомпрессионной холодильной машины центрального кондиционера</i> .....	26
<i>Лабораторная работа № 5. Определение сопротивления фильтра центрального кондиционера</i> .....	35
<i>Лабораторная работа № 6. Исследование функциональной схемы системы автоматического регулирования центрального кондиционера</i> .....	41
<i>Лабораторная работа № 7. Исследование устройства и функциональной схемы системы управления компактной приточной установки</i> .....	51
<i>Лабораторная работа № 8. Составление теплового баланса помещения учебной лаборатории</i> .....	59
Литература .....	65
Приложения .....	67

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

**Овсянник Анатолий Васильевич**  
**Шаповалов Александр Валерьевич**  
**Киселевич Валентин Владимирович**

## **СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

**Практикум**  
**по выполнению лабораторных работ**  
**по одноименному курсу**  
**для студентов специальности 1-43 01 05**  
**«Промышленная теплоэнергетика»**  
**дневной и заочной форм обучения**

**Электронный аналог печатного издания**

Редактор *А. В. Власов*  
Компьютерная верстка *М. В. Кравцова*

Подписано в печать 01.10.18.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».  
Ризография. Усл. печ. л. 4,65. Уч.-изд. л. 4,99.

Изд. № 23.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение  
Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого.  
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя  
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.  
пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель