

А.М. БРАЖНИКОВ
Н.Д. МАЛОВА

РАСЧЕТЫ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ МЯСНОЙ И МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия для студентов вузов,
обучающихся по специальности
«Холодильные и компрессорные машины и установки»



МОСКВА
АГРОПРОМИЗДАТ
1985

ББК 36.81
Б 87
УДК 628.84:637.1/5(075.8)

Рецензенты: кафедра охраны труда и окружающей среды Московского технологического института (проф. *М. П. Калинушкин*), д-р техн. наук, проф. *А. А. Гоголин*.

Бражников А. М., Малова Н. Д. Расчеты систем кондиционирования воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности. — М.: Агропромиздат, 1985. — 231 с.

В учебном пособии приведены примеры расчетов оборудования для очистки, тепловлажностной обработки и распределения воздуха в системах кондиционирования на предприятиях мясной и молочной промышленности, а также лабораторные работы по курсу «Кондиционирование воздуха».

Пособие предназначено для студентов вузов пищевой и холодильной промышленности.

Б 2904000000—492 58—85
035(01)—85

ББК 36.81
6П8

ТП изд-ва «Легкая и пищ. пром.»

ПРЕДИСЛОВИЕ

Важнейшей составной частью экономической стратегии КПСС является Продовольственная программа СССР, направленная на то, чтобы обеспечить население нашей страны всеми видами продовольствия, существенно улучшить структуру питания. В выполнении этой задачи немалая роль принадлежит мясной и молочной промышленности.

Для повышения уровня развития мясной и молочной промышленности одним из необходимых условий является интенсивное внедрение систем технологического и комфортно-технологического кондиционирования воздуха на всех стадиях переработки, консервирования и хранения продуктов.

В целях повышения эффективности внедрения систем кондиционирования необходимы учебные и справочные пособия, а также технические руководства по проектированию и расчету систем обработки воздуха, применяемых при проведении технологических процессов переработки мяса, птицы, яиц и молока.

Данное учебное пособие предназначено для ознакомления будущих специалистов по кондиционированию воздуха с оборудованием, необходимым для поддержания заданных параметров воздуха и используемым при производстве мяса, молока, мясных и молочных продуктов, консервов, сыров, продуктов детского и диетического питания, а также технических и кормовых продуктов.

В учебном пособии приведены расчеты по определению параметров воздуха, тепловых и влажностных балансов кондиционируемых помещений и технологических аппаратов, производительности систем кондиционирования по воздуху, производительности и рабочих характеристик фильтрующих устройств, а также оборудования для тепловлажностной обработки и распределения воздуха.

Помимо примеров расчета в книге приведены описание и методика проведения лабораторных работ по курсу «Кондиционирование воздуха».

Основной теоретический материал, на котором основано решение примеров и проведение лабораторных работ, изложен в учебнике А. М. Бражникова и Н. Д. Маловой «Кондиционирова-

ние воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности», изданном в 1979 г. По этой причине в большинстве разделов теоретический материал опущен. Введение теоретического материала в отдельные разделы вызвано тем, что за период, прошедший с момента издания учебника, разработаны новые устройства и методы их расчета, которые не описаны в учебной литературе.

В большинстве случаев расчеты основаны на действительных данных, используемых при проектировании систем кондиционирования технологических аппаратов и производственных помещений мясной и молочной промышленности. Поэтому по возможности авторы стремились доводить решение примеров до результатов, позволяющих подобрать серийно выпускаемую аппаратуру и оборудование.

Прежде чем рассматривать расчетные примеры, нам бы хотелось наметить круг вопросов, составляющих особенности инженерных расчетов по кондиционированию воздуха и, весьма вероятно, особенности инженерных расчетов по другим техническим дисциплинам.

Инженерный расчет является существенной частью инженерных задач, которые возникают всякий раз, когда необходимо осуществить переход материалов из одного состояния в другое с помощью вполне определенных технических средств. Как правило, всегда возможно несколько вариантов такого перехода, а решение инженерной задачи есть нахождение предпочтительного метода достижения желаемого результата. По этим причинам результаты инженерных расчетов в ряде случаев не могут быть однозначными.

Инженерные расчеты подразделяют на поверочные и проектные.

Целью поверочных расчетов является определение выходных параметров системы (температуры и относительной влажности воздуха, температуры и расхода тепло- или холодоносителя и т. д.) при известных входных параметрах и характеристике технических средств, обеспечивающих проведение заданного процесса. Поскольку входные параметры могут изменяться, задачей поверочных расчетов является определение выходных параметров при наиболее неблагоприятном сочетании входных параметров с точки зрения увеличения нагрузок на технические средства. Например, при определении параметров воздуха на выходе из камеры орошения прямооточной системы кондиционирования к входным относятся расчетные параметры наружного воздуха для теплого периода и его количество, соответствующее максимальному теплопритоку в кондиционируемое помещение.

Задача проектных расчетов заключается в нахождении характеристик технических средств, позволяющих получить заданные выходные параметры. Выполнению проектных расчетов предшествует выбор принципиальной схемы установки, опреде-

ляемой технологическими и технико-экономическими факторами. Часто оказывается необходимым осуществить расчет нескольких вариантов принципиальных схем. В этом случае результаты расчета принимают во внимание при окончательном выборе принципиальной схемы.

Технические средства (теплообменные аппараты, фильтры, насосы, вентиляторы и т. д.) выпускаются промышленными предприятиями на вполне определенный дискретный ряд производительностей. Существенной особенностью проектных расчетов является определение характеристик не только технических средств, но и конкретного типа аппаратов, серийно выпускаемых промышленностью. Применение серийного оборудования делает проекты более экономичными, а эксплуатацию более надежной.

Выполнение проектных расчетов всегда связано с некоторой неопределенностью в постановке задачи, так как трудно рассчитать то, что еще не спроектировано. Поэтому при выполнении проектных расчетов часто приходится задаваться некоторыми параметрами (теплопередающей поверхностью, перепадом температур и пр.). Найденные в результате проектных расчетов характеристики технических средств проверяются с помощью поверочных расчетов, и в случае, если расчетные выходные параметры отличаются от заданных, проектный расчет повторяют, задаваясь новыми значениями исходных величин. Такие расчеты иногда повторяют несколько раз. Опытный инженер отличается от молодого специалиста помимо всего прочего еще и тем, что он практически без ошибок «угадывает» значения тех параметров, которыми приходится задаваться. Авторы надеются, что изучение предлагаемого пособия позволит несколько сократить период превращения инженера (им становится студент после получения диплома) в квалифицированного инженера.

Авторы выражают глубокую благодарность и признательность доктору техн. наук, проф. М. П. Калинушкину и доктору техн. наук, проф. А. А. Гоголину за ценные замечания и полезные советы, данные при рецензировании пособия.

1. РАСЧЕТЫ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА

АНАЛИТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА *

Пример 1. Температура воздуха в сушильной камере для колбас $t = 12^\circ\text{C}$. Определить температуру воздуха по термодинамической шкале (шкала Кельвина) и шкале Фаренгейта.

Учитывая уравнения перевода температуры, измеренной по столбчатой шкале, на температуру по термодинамической шкале и шкале Фаренгейта, находим:

$$T = t + 273,16 = 285,16\text{K};$$

$$f = \frac{9}{5} t + 32 = 53,6^\circ\text{F}.$$

Пример 2. В камере размораживания мяса температура воздуха по сухому термометру $t_c = 22^\circ\text{C}$, по мокрому $t_m = 20^\circ\text{C}$. Скорость движения воздуха у поверхности термометров $\omega = 0,2$ м/с. Определить парциальное давление водяного пара, находящегося в воздухе, если атмосферное давление $p_b = 101,325$ кПа.

Парциальное давление водяного пара p_n (в кПа) можно определить по формуле, известной как уравнение психометра

$$p_n = p_{m_n} - C p_b (t_c - t_m), \quad (1)$$

где p_{m_n} — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре мокрого термометра t_m , кПа; C — психометрический $[1/^\circ\text{C}]$ коэффициент, значения которого приведены ниже [10]:

Скорость движения воздуха, м/с	0,13	0,2	0,4	0,8	2,3	4,0
Психометрический коэффициент C	0,0013	0,0011	0,0009	0,0008	0,0007	0,00067

Парциальное давление насыщенного водяного пара p_{m_n} определяем по приложению I. При $t_m = 20^\circ\text{C}$ и $p_b = 101,325$ кПа $p_{m_n} = 2,315$ кПа.

Находим, что при $\omega = 0,2$ м/с психометрический коэффициент $C = 0,0011$.

* При расчетах систем кондиционирования воздуха можно считать идеальным газом. Отклонения свойств воздуха от свойств идеального газа характеризуются коэффициентом сжимаемости, который при 0°C равен 1,0006.

В формулу (1) подставляем известные данные и находим, что $p_n = 2,092$ кПа.

Пример 3. Для условий примера 2 определить парциальное давление сухой части воздуха.

Согласно закону Дальтона общее давление, создаваемое атмосферным воздухом, p_b равно сумме парциальных давлений сухой части воздуха $p_{с.в}$ и водяного пара p_n . Следовательно, парциальное давление сухой части воздуха составляет

$$p_{с.в} = p_b - p_n = 101,325 - 2,092 = 99,233 \text{ кПа.}$$

Пример 4. Для условий примера 2 определить парциальное давление водяного пара и сухой части воздуха, если воздух стал насыщенным, т. е. $t_m = t_c = 22^\circ\text{C}$.

Из приложения I следует, что при температуре $t = 22^\circ\text{C}$ и $p_b = 101,325$ кПа парциальное давление насыщенного водяного пара $p_n = 2,615$ кПа.

Парциальное давление сухой части воздуха находим из соотношения

$$p_{с.в} = p_b - p_n = 101,325 - 2,615 = 98,71 \text{ кПа.}$$

Пример 5. Ртутный барометр помещен в кабине лифта, опускающегося с ускорением $a = 2 \text{ м/с}^2$. Чему равна высота ртутного столба в барометре, если атмосферное давление $p_b = 101,325$ кПа.

Атмосферное давление p_b определяется по формуле

$$p_b = H_0(p_{ж} - p_c)g, \quad (2)$$

где H_0 — высота столба уравнивающей жидкости, м; $p_{ж}$, p_c — плотность соответственно уравнивающей жидкости и окружающей среды, кг/м^3 ; g — ускорение силы тяжести, $\text{м}^2/\text{с}$ ($g = 9,81 \text{ м}^2/\text{с}$).

В качестве уравнивающей жидкости принята ртуть, а окружающей средой является воздух. Так как $p_{ж} \gg p_c$, то уравнение (2) можно упростить

$$p_b = H_0 p_{ж} g. \quad (3)$$

Атмосферное давление $p_b = 101,325$ кПа определяется высотой ртутного столба $H_0 = 0,76 \text{ м} = 760 \text{ мм}$.

При движении лифта вниз давление ртутного столба в барометре рассчитываем по формуле

$$p_{ж} = h p_{ж} (g - a), \quad (4)$$

где $p_{ж}$ — давление ртутного столба, Па; h — высота ртутного столба в барометре, м.

Приравнявая уравнения (3) и (4), находим значение высоты ртутного столба

$$H_0 p_{ж} g = h p_{ж} (g - a);$$

$$h = H_0 \frac{g}{g - a} = 0,76 \frac{9,81}{9,81 - 2} = 0,9546 \text{ м} = 954,6 \text{ мм.}$$

Пример 6. В камере для термической обработки колбас воздух, температура которого $t=80^{\circ}\text{C}$, содержит водяной пар в количестве $M_{\text{п}}=2500$ г. Объем воздуха $V=36$ м³. Определить абсолютную влажность воздуха, если атмосферное давление $p_0=101,325$ кПа, а также абсолютную влажность воздуха в случае его полного насыщения.

Абсолютную влажность воздуха (плотность водяного пара в воздухе) находим по формуле

$$\rho_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{V} = \frac{2500}{36} = 69,44 \text{ г/м}^3.$$

Абсолютную влажность воздуха в состоянии его насыщения (влагоемкость воздуха) при различных температурах и атмосферном давлении $p_0=101,325$ кПа определяем по табл. 1*.

Таблица 1

Температура воздуха $t, ^{\circ}\text{C}$	Влагоемкость воздуха $\rho_{\text{п}}, \text{ г/м}^3$	Температура воздуха $t, ^{\circ}\text{C}$	Влагоемкость воздуха $\rho_{\text{п}}, \text{ г/м}^3$	Температура воздуха $t, ^{\circ}\text{C}$	Влагоемкость воздуха $\rho_{\text{п}}, \text{ г/м}^3$	Температура воздуха $t, ^{\circ}\text{C}$	Влагоемкость воздуха $\rho_{\text{п}}, \text{ г/м}^3$
-20	1,1	+10	9,4	+40	50,8	+70	196,6
-10	2,3	+20	17,2	+50	82,3	+80	290,7
0	4,9	+30	30,1	+60	129,3	+90	418,8

Из данных табл. 1 следует, что при $t=80^{\circ}\text{C}$ $\rho_{\text{п}}=290,7$ г/м³.

Пример 7. Для условий примера 6 рассчитать относительную влажность воздуха.

Относительную влажность воздуха определяем через отношение

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} 100 = \frac{69,44}{290,7} 100 = 23,88\%.$$

Пример 8. В термокамере для свинокопченостей температура воздуха по сухому термометру $t_{\text{с}}=40^{\circ}\text{C}$, по мокрому $t_{\text{м}}=30^{\circ}\text{C}$. Скорость движения воздуха у поверхности термометров $\omega=0,4$ м/с. Определить относительную влажность воздуха, если атмосферное давление $p_0=99,325$ кПа.

Относительную влажность воздуха находим так же, как и в примере 7.

Абсолютную влажность воздуха $\rho_{\text{п}}$ (в г/м³) определяем с помощью уравнения состояния

$$\rho_{\text{п}} = \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{п}} T} 10^6 = \frac{p_{\text{п}}}{463 T} 10^6 = 2160 \frac{p_{\text{п}}}{T}, \quad (5)$$

где $R_{\text{п}}$ — удельная газовая постоянная водяного пара, Дж/(кг·К) [$R_{\text{п}}=463$ Дж/(кг·К)].

* Нестеренко А. В. Применение $\mathcal{J}$ - d -диаграммы в расчетах вентиляции. М., 1950, с. 128.

Парциальное давление водяного пара p_n рассчитываем по формуле (1), предварительно определив по приложению I $p_{m_n} = 4,3$ кПа, а по табл. I $C = 0,0009$.

Подставляя значения p_{m_n} и C в формулу (1), находим $p_n = 4,3 - 0,0009 \cdot 99,325(40 - 30) = 3,406$ кПа.

Тогда

$$\rho_n = 2160 \frac{3,406}{273 + 40} = 23,5 \text{ г/м}^3.$$

Затем определяем абсолютную влажность ρ_n воздуха в состоянии насыщения:

$$\rho_n = 2160 \frac{p_n}{T} = 2160 \frac{7,36}{273 + 40} = 50,79 \text{ г/м}^3,$$

где 7,36 — парциальное давление насыщенного водяного пара при $t = 40^\circ\text{C}$, кПа (см. приложение I).

При известных значениях ρ_n и ρ_n относительная влажность воздуха составляет:

$$\varphi = \frac{\rho_n}{\rho_n} 100 = \frac{23,5}{50,79} 100 = 46,27\%.$$

Относительную влажность воздуха можно также найти через отношение парциального давления водяного пара p_n , находящегося в воздухе, к парциальному давлению насыщенного водяного пара p_n при той же температуре:

$$\varphi = \frac{p_n}{p_n} 100 = \frac{3,406}{7,36} 100 = 46,27\%.$$

При приближенном определении относительной влажности воздуха можно пользоваться психрометрической диаграммой (рис. 1), а также психрометрическими таблицами, учитывающими зависимость φ от температуры воздуха по сухому термометру и психрометрической разности между температурами $\Delta t_{nc} = t_c - t_m$.

В приложении II приведена психрометрическая таблица для температуры воздуха по сухому термометру t_c от 0 до 90°C . Согласно данным приложения II при $t_c = 40^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{nc} = 10^\circ\text{C}$ относительная влажность воздуха $\varphi = 48\%$.

Пример 9. Масса воздуха, находящегося в туннеле для размораживания мясных блоков, $M_n = 12$ 100 кг. Масса водяного пара, содержащегося в воздухе, $M_n = 100$ кг. Рассчитать влагосодержание воздуха.

Влагосодержание воздуха d (масса водяных паров, находящихся в воздухе, сухая часть которого равна 1 кг в 1 кг сухого воздуха) находим по формуле

$$d = \frac{M_n}{M_{c.a.}},$$

где M_n — масса водяного пара, содержащегося в воздухе, г водяных паров ($M_n = 100 \text{ кг} = 100\,000 \text{ г}$); $M_{с.в.}$ — масса сухой части воздуха, кг сухого воздуха ($M_{с.в.} = M_v - M_n = 12100 - 100 = 12000 \text{ кг}$).

Подставляя значения M_n и $M_{с.в.}$, получаем, что $d = 8,33 \text{ г}$ водяных паров/кг сухого воздуха.

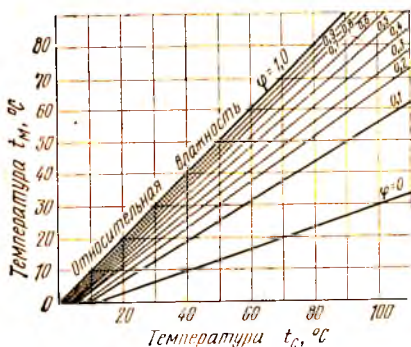
Пример 10. В камере охлаждения вареных колбас температура воздуха $t = 5^\circ\text{C}$, а относительная влажность $\varphi = 80\%$. Определить влагосодержание воздуха, если атмосферное давление $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$.

Влагосодержание воздуха определяем по формуле

$$d = 622 \frac{\varphi p_n}{p_6 - \varphi p_n}. \quad (6)$$

Парциальное давление насыщенного водяного пара находим по приложению I. При температуре $t = 5^\circ\text{C}$ и атмосферном давлении $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$ $p_n = 0,872 \text{ кПа}$. Подставляя известные данные в формулу (6) и учитывая относительную

Рис. 1. Психрометрическая диаграмма



влажность воздуха $\varphi = 0,8$, находим, что $d = 4,4 \text{ г}$ водяных паров/кг сухого воздуха.

Пример 11. Для условий примера 10 рассчитать влагосодержание насыщенного воздуха ($\varphi = 1$).

Влагосодержание насыщенного воздуха составляет

$$d_n = 622 \frac{0,872}{99,325 - 0,872} = 5,51 \text{ г водяных паров / кг сухого воздуха.}$$

Обычно влагосодержание насыщенного воздуха d_n определяют по таблицам в зависимости от температуры при соответствующем атмосферном давлении.

Значения d_n в диапазоне температур $-20 \dots +60^\circ\text{C}$ при атмосферных давлениях $p_6 = 101,325 \text{ кПа}$ и $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$ приведены в приложении I.

По приложению I находим, что при $t = 5^\circ\text{C}$ и $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$ $d_n = 5,5 \text{ г}$ водяных паров/кг сухого воздуха.

Пример 12. Для условий примеров 10 и 11 определить степень насыщения воздуха.

Степень насыщения воздуха находим по формуле

$$\psi = \frac{d}{d_n} = \frac{4,4}{5,51} = 0,798.$$

Пример 13. Температура сухого воздуха $t = 20^\circ\text{C}$. Определить его плотность и массу при давлениях $p_1 = 97,325 \text{ кПа}$ и $p_2 = 99,325 \text{ кПа}$, если объем $V = 1000 \text{ м}^3$.

Плотность сухого воздуха можно найти с помощью уравнения

$$\rho = \rho_0 \frac{p T_0}{p_0 T}, \quad (7)$$

где ρ_0 — плотность сухого воздуха при нормальных условиях * $t_0 = 0^\circ\text{C}$, $\rho_0 = 101,325$ кПа, кг/м^3 ($\rho_0 = 1,293$ кг/м^3); T_0 — температура сухого воздуха при нормальных условиях, К; p_0 — давление сухого воздуха при нормальных условиях, кПа.

Подставляя известные данные в уравнение (7), определяем

$$\rho_1 = 1,293 \frac{97,325 \cdot 273}{101,325 (273 + 20)} = 1,157 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_2 = 1,293 \frac{99,325 \cdot 273}{101,325 (273 + 20)} = 1,181 \text{ кг/м}^3.$$

Зная плотность и объем воздуха, массу его рассчитываем через соотношение $M = \rho V$: $M_1 = 1157$ кг, $M_2 = 1181$ кг.

Плотность сухого воздуха можно определить также по таблицам в зависимости от температуры при соответствующем атмосферном давлении.

Значения плотности сухого воздуха, находящегося при атмосферном давлении $p_0 = 101,325$ кПа и $p_0 = 99,325$ кПа, в диапазоне температур от -20 до $+60^\circ\text{C}$ приведены в приложении I.

Согласно данным приложения I при $t = 20^\circ\text{C}$ и $p_0 = 99,325$ кПа плотность сухого воздуха $\rho = 1,181$ кг/м^3 .

Пример 14. Для условий примера 13 определить, как изменится плотность сухого воздуха при давлении $p = p_2$, если температура воздуха станет равной 50°C .

Подставляя заданное значение температуры в уравнение (7), находим $\rho = 1,071$ кг/м^3 .

По приложению I при $t = 50^\circ\text{C}$ и $p_0 = 99,325$ кПа плотность воздуха $\rho = 1,072$ кг/м^3 .

Из примера следует, что при неизменном давлении чем больше температура воздуха, тем меньше его плотность, т. е. при более высокой температуре воздух становится легче.

Пример 15. Для условий примера 10 рассчитать плотность воздуха ρ_v , а также плотность его сухой части $\rho_{с.в}$ и водяного пара ρ_n .

Плотность атмосферного воздуха ρ_v (в кг/м^3) представляет собой сумму плотностей его сухой части и водяного пара

$$\rho_v = \rho_{с.в} + \rho_n,$$

где $\rho_{с.в}$, ρ_n — плотность соответственно сухой части воздуха и водяного пара, кг/м^3 .

* Нормальные условия — физические условия, определяемые давлением 101325 Па = 760 мм рт. ст. (нормальная атмосфера) и температурой 273,16 К (0°C).

Плотность сухой части воздуха определяем с учетом уравнения состояния

$$\rho_{с.в} = \frac{p_{с.в}}{R_{с.в}T} 10^3,$$

где $R_{с.в}$ — удельная газовая постоянная сухого воздуха, Дж/(кг·К) [$R_{с.в} = 287$ Дж/(кг·К)].

Давление сухой части воздуха $p_{с.в}$ находим из соотношения $p_{с.в} = p_b - \varphi p_n = 99,325 - 0,8 \cdot 0,872 = 98,6275$ кПа.

Тогда

$$\rho_{с.в} = \frac{98,6275 \cdot 10^3}{287 (273 + 5)} = 1,236 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность водяного пара, находящегося в воздухе, определяем по формуле (5)

$$\rho_n = 2160 \frac{p_n}{T} = 2160 \frac{0,8 \cdot 0,872}{273 + 5} = 5,4 \text{ г/м}^3 = 0,005 \text{ кг/м}^3.$$

Следовательно,

$$\rho_n = 1,236 + 0,005 = 1,2414 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность атмосферного воздуха можно найти также по формуле

$$\rho_n = 1,293 \frac{273}{T} \left(\frac{p_b}{101,325} - 0,378 \frac{\varphi p_n}{101,325} \right). \quad (8)$$

Подставляем известные данные в формулу (8) и определяем, что $\rho_n = 1,241$ кг/м³.

Пример 16. Для условий примера 10 рассчитать плотность и удельный объем воздуха в случае, когда он будет абсолютно сухим ($\varphi=0$), и в случае его полного насыщения ($\varphi=100\%$).

Подставляя заданные значения φ в формулу (8), находим плотность и удельный объем воздуха:

$$\begin{aligned} \rho_{n\varphi=0} &= 1,293 \frac{273}{273 + 5} \frac{99,325}{101,325} = 1,245 \text{ кг/м}^3; \\ \rho_{n\varphi=1} &= 1,293 \frac{273}{273 + 5} \left(\frac{99,325}{101,325} - 0,378 \frac{0,872}{101,325} \right) = 1,24 \text{ кг/м}^3; \\ v_{n\varphi=0} &= \frac{1}{\rho_{n\varphi=0}} = \frac{1}{1,245} = 0,8 \text{ кг/м}^3; \\ v_{n\varphi=1} &= \frac{1}{\rho_{n\varphi=1}} = \frac{1}{1,24} = 0,806 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Если дополнительно рассчитать удельный объем воздуха при $\varphi=0,8$,

$$v_{n\varphi=0,8} = \frac{1}{\rho_{n\varphi=0,8}} = \frac{1}{1,241} = 0,8058 \text{ кг/м}^3,$$

и сравнить результаты примеров 15 и 16, то можно отметить, что более влажный воздух при одной и той же температуре и давлении становится легче ($\rho_{\varphi=1} < \rho_{\varphi=0,8} < \rho_{\varphi=0}$), так как он содержит большее количество водяного пара (молекулярная масса водяного пара меньше молекулярной массы воздуха).

При этом удельный объем воздуха увеличивается ($v_{\varphi=1} > v_{\varphi=0,8} > v_{\varphi=0}$).

Пример 17. Атмосферный воздух при температуре $t=20^\circ\text{C}$ характеризуется относительной влажностью $\varphi_1=20\%$, $\varphi_2=50\%$ и $\varphi_3=100\%$. Определить, как изменится его удельная теплоемкость, если давление $p_0=101,325$ кПа.

Удельную теплоемкость воздуха c [в кДж/(кг·К)] рассчитываем по формуле

$$c = c_{с.в.} + c_n \cdot d \cdot 10^{-3}, \quad (9)$$

где $c_{с.в.}$, c_n — удельная теплоемкость соответственно сухого воздуха и водяного пара, кДж/(кг·К) [$c_{с.в.}=1,01$ кДж/(кг·К), $c_n=1,89$ кДж/(кг·К)].

Влагосодержание воздуха рассчитываем по формуле (6). По приложению I предварительно находим, что $p_n=2,315$ кПа при $t=20^\circ\text{C}$ и $p_0=101,325$ кПа:

при $\varphi_1=20\%$

$$d_1 = 622 \frac{\varphi_1 p_n}{p_0 - \varphi_1 p_n} = 622 \frac{0,2 \cdot 2,315}{101,325 - 0,2 \cdot 2,315} = 2,86 \text{ г/кг};$$

при $\varphi_2=50\%$

$$d_2 = 622 \frac{\varphi_2 p_n}{p_0 - \varphi_2 p_n} = 622 \frac{0,5 \cdot 2,315}{101,325 - 0,5 \cdot 2,315} = 7,19 \text{ г/кг};$$

при $\varphi_3=100\%$

$$d_3 = 622 \frac{\varphi_3 p_n}{p_0 - \varphi_3 p_n} = 622 \frac{1 \cdot 2,315}{101,325 - 1 \cdot 2,315} = 14,54 \text{ г/кг}.$$

Подставляя значения влагосодержания в формулу (9), рассчитываем удельную теплоемкость:

при $\varphi_1=20\%$

$$c_1 = 1,01 + 1,89 \frac{2,86}{1000} = 1,0154 \text{ кДж/(кг·К)};$$

при $\varphi_2=50\%$

$$c_2 = 1,01 + 1,89 \frac{7,19}{1000} = 1,0236 \text{ кДж/(кг·К)};$$

при $\varphi_3=100\%$

$$c_3 = 1,01 + 1,89 \frac{14,54}{1000} = 1,0375 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Из расчета видно, что при одной и той же температуре изменение относительной влажности воздуха незначительно влияет на его теплоемкость

Пример 18. Для условий примера 17 определить, как изменяется энтальпия атмосферного воздуха.

Энтальпию атмосферного воздуха $\mathcal{I}$ (в кДж/кг сухого воздуха) рассчитываем по формуле

$$\mathcal{I} = 1,01t + (2500 + 1,89t) d \cdot 10^{-3},$$

где $1,01t$ — энтальпия сухого воздуха, кДж/кг сухого воздуха; $(2500 + 1,89t) d \cdot 10^{-3}$ — энтальпия пара, находящегося в атмосферном воздухе, кДж/кг сухого воздуха.

Подставляя значения d , соответствующие ϕ_1 , ϕ_2 и ϕ_3 , получаем:

$$\mathcal{I}_1 = 1,01 \cdot 20 + (2500 + 1,89 \cdot 20) 2,86 \cdot 10^{-3} = 27,46 \text{ кДж/кг сухого воздуха};$$

$$\mathcal{I}_2 = 1,01 \cdot 20 + (2500 + 1,89 \cdot 20) 7,19 \cdot 10^{-3} = 38,45 \text{ кДж/кг сухого воздуха};$$

$$\mathcal{I}_3 = 1,01 \cdot 20 + (2500 + 1,89 \cdot 20) 14,54 \cdot 10^{-3} = 57,1 \text{ кДж/кг сухого воздуха}.$$

Из примера видно, что изменение относительной влажности воздуха существенно влияет на изменение его энтальпии.

РАСЧЕТЫ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА С ПОМОЩЬЮ

$\mathcal{I}$ — d -ДИАГРАММЫ *

Пример 19. В термоагрегате для тепловой обработки сосисок в режиме обжарки поддерживаются постоянными температура воздуха $t = 90^\circ\text{C}$ и относительная влажность $\phi = 10\%$. Определить температуры точки росы t_p и по мокрому термометру t_m , энтальпию и влагосодержание воздуха, парциальное давление водяного пара, содержащегося в воздухе, а также изменение парциального давления насыщенного водяного пара, находящегося над поверхностью обрабатываемого продукта, если температура поверхности продукта, поступившего на обжарку, $t_{\text{поверхн}} = 20^\circ\text{C}$, после обжарки $t_{\text{поверхн}} = t_m$. Предполагается, что температура насыщенного водяного пара над поверхностью продукта равна температуре поверхности продукта. Расчетное атмосферное давление воздуха $p_0 = 101,325$ кПа.

На пересечении изотермы $t_c = 90^\circ\text{C}$ и линии постоянной относительной влажности $\phi = 10\%$ лежит точка A (рис. 2). Через нее проходит линия постоянного влагосодержания $d_A = 48$ г/кг. На пересечении линий $d_A = 48$ г/кг и $\phi = 100\%$ находится точка A_1 , характеризующая температуру точки росы $t_p = 39^\circ\text{C}$. Точка A_2 на

* I — d -диаграмма влажного воздуха получила широкое распространение при выполнении расчетов в холодильной технике и технике кондиционирования воздуха. В зависимости от области применения I — d -диаграмму строят для различного диапазона температур при определенном барометрическом давлении.

В приложении III приведена I — d -диаграмма при барометрическом давлении $p_0 = 99,325$ кПа для температур $0 \div 200^\circ\text{C}$, в приложении IV — при $p_0 = 100$ кПа для температур $-50 \div -15^\circ\text{C}$, $-20 \div +15^\circ\text{C}$, $0 \div 80^\circ\text{C}$, в приложении V — при $p_0 = 101,325$ кПа для температур $-30 \div +60^\circ\text{C}$.

цией влаги из воздуха и испарением ее с поверхности продукта.

Из данных примера 19 следует, что в начальный период режима обжарки, когда температура поверхности продукта ниже температуры точки росы воздуха, в термоагрегате происходит конденсация влаги из воздуха, так как парциальное давление водяного пара p_A , содержащегося в воздухе, больше парциального давления водяного пара $p_{нач}$, находящегося на поверхности продукта ($7,0 \text{ кПа} > 2,3 \text{ кПа}$). В конце обжарки, когда температура поверхности продукта выше температуры точки росы, с поверхности продукта испаряется влага, так как парциальное давление водяного пара $p_{кон}$ над поверхностью продукта становится больше парциального давления водяного пара p_A , содержащегося в воздухе ($9,5 \text{ кПа} > 7,0 \text{ кПа}$).

Пример 21. В отделении варки мясных субпродуктов показания психрометра следующие: $t_c = 28^\circ\text{C}$, $t_m = 25^\circ\text{C}$. Определить относительную влажность, влагосодержание и энтальпию воздуха, парциальное давление водяного пара, содержащегося в воздухе, и парциальное давление насыщенного водяного пара, а также влагосодержание насыщенного воздуха, если атмосферное давление $p_b = 99,325 \text{ кПа}$.

На пересечении изотермы $t_c = 28^\circ\text{C}$ и изоэнтальпы, соответствующей $t_m = 25^\circ\text{C}$, находим точку *Б* (рис. 3), через которую проходят линии постоянной относительной влажности $\varphi_B = 80\%$ и постоянного влагосодержания $d_B = 19,8 \text{ г/кг}$, а также энтальпии $\mathcal{E}_B = 78,8 \text{ кДж/кг}$.

Температуру точки росы ($t_p = 24^\circ\text{C}$) определяем так же, как и в примере 20.

В данном случае на $\mathcal{E}-d$ -диаграмме шкала парциальных давлений водяного пара расположена с правой стороны. Поэтому парциальное давление водяного пара, содержащегося в воздухе, определяем с помощью горизонтальной линии, проведенной из точки пересечения $d_B = 19,8 \text{ г/кг}$ с линией парциального давления (точка B_4 на рис. 3). Находим, что $p_n = 3,1 \text{ кПа}$. Чтобы определить парциальное давление насыщенного водяного пара для воздуха состояния *Б* и влагосодержание насыщенного воздуха, проводим изотерму $t_c = 28^\circ\text{C}$ до пересечения с линией $\varphi = 100\%$ и находим точку B_3 . Вертикальная линия, проходящая через точку B_3 , характеризует влагосодержание насыщенного воздуха $d_n = 24,8 \text{ г/кг}$, а горизонтальная линия из точки B_5 (точка пересечения линии $d_n = 24,8 \text{ г/кг}$ с линией парциального давления водяного пара) — парциальное давление насыщенного водяного пара $p_n = 3,86 \text{ кПа}$.

Пример 22. В камеру охлаждения мясные полутоуни поступают с температурой $t_{нач} = 30^\circ\text{C}$. Параметры воздуха в камере следующие: $t = 0^\circ\text{C}$ и $\varphi = 80\%$. Температура поверхности мяса после охлаждения равна температуре воздуха, а расчетное атмосферное давление $p_b = 101,325 \text{ кПа}$. Определить парциальное давление водяного пара, содержащегося в воздухе, парциаль-

ное давление водяного пара, находящегося над поверхностью продукта в начале и конце охлаждения, разность между парциальными давлениями, обуславливающую испарение влаги с поверхности продукта в начале и конце охлаждения, среднюю логарифмическую разность между парциальными давлениями водяного пара, характеризующую среднюю интенсивность испарения влаги в процессе охлаждения. Предполагаем, что пар-

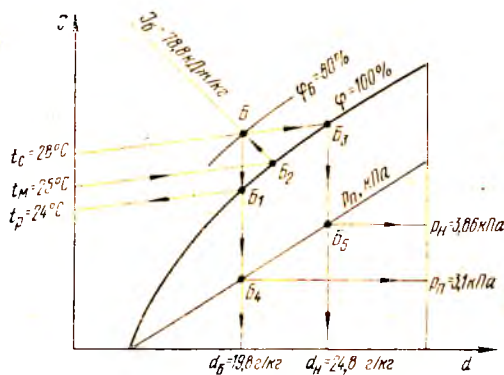


Рис. 3. К примеру 21

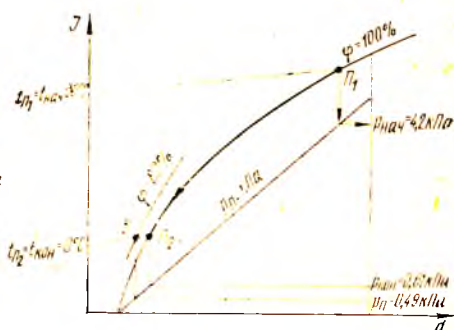


Рис. 4. К примеру 22

циальное давление водяного пара над поверхностью мяса равно парциальному давлению насыщенного водяного пара, имеющего температуру поверхности.

После нанесения на $\mathcal{I}-d$ -диаграмму точки B (рис. 4), находим парциальное давление водяного пара, содержащегося в воздухе, $p_{п1}=0,49$ кПа. Затем наносим точки $П_1$ и $П_2$, характеризующие состояние поверхности продукта в начале и конце охлаждения ($t_{п1}=30^\circ\text{C}$, $t_{п2}=0^\circ\text{C}$; $\varphi_{п1}=\varphi_{п2}=100\%$), и графически определяем парциальное давление водяного пара, находящегося над поверхностью мяса: в начале охлаждения $p_{нач}=4,2$ кПа и в конце $p_{кон}=0,61$ кПа. При этом разность между парциальными давлениями водяного пара, обуславливающая испарение влаги с поверхности мяса, составляет в начале охлаждения $\Delta p_{нач}=p_{нач}-p_{п1}=4,2-0,49=3,71$ кПа и в конце охлаждения $\Delta p_{кон}=p_{кон}-p_{п1}=0,61-0,49=0,12$ кПа.

Из полученных данных следует, что наиболее интенсивным испарением влаги с поверхности мяса характеризуется начальный период охлаждения, когда разность между парциальными давлениями водяного пара в воздухе и над поверхностью мяса имеет максимальное значение. По мере понижения температуры мяса разность между парциальными давлениями уменьшается, а в конце процесса она имеет минимальное значение. В целом за весь процесс охлаждения мяса от 30 до 0°С разность Δp изме-

нилась в 31 раз (3,71 : 0,12). При этом средняя логарифмическая разность между парциальными давлениями водяного пара составляет:

$$\Delta p_{\text{ср.т}} = \frac{\Delta p_{\text{нач}} - \Delta p_{\text{кон}}}{\ln \frac{\Delta p_{\text{нач}}}{\Delta p_{\text{кон}}}} = \frac{3,71 - 0,12}{\ln \frac{3,71}{0,12}} = 1,048 \text{ кПа}.$$

Пример 23. Наружный воздух, параметры которого $t_1 = -20^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 50\%$, перед подачей в помещение нагревается до температуры $t_2 = +20^\circ\text{C}$. Построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме процесс нагревания, а также определить параметры воздуха, подаваемого в помещение, и количество теплоты, подводимой к 1 кг воздуха при нагревании, если $p_0 = 99,325$ кПа.

Так как нагревание воздуха осуществляется при постоянном влагосодержании, то процесс изображается вертикальной линией $d_1 = \text{const}$, направленной вверх (линия 1—2 на рис. 5).

Параметры точки 2 определяем графически: $d_2 = d_1 = 0,4$ г/кг; $\mathcal{J}_2 = 21,1$ кДж/кг.

Количество теплоты, подводимой к воздуху при нагревании, определяем через разность между температурами

$$q = c(t_2 - t_1) = 1,01 [20 - (-20)] = 40,4 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 24. Параметры точки 3 (см. рис. 5) следующие: $t_3 = 28^\circ\text{C}$, $\varphi_3 = 60\%$. Воздух необходимо охладить на 6°C . Процесс охлаждения построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме и определить, как изменятся параметры воздуха в помещении, если $p_0 = 99,325$ кПа.

Так как сухое охлаждение воздуха осуществляется при постоянном влагосодержании, то процесс изображается вертикальной линией $d_3 = \text{const}$, направленной вниз (линия 3—4 на рис. 5).

Параметры воздуха в помещении после охлаждения следующие: $t_4 = 22^\circ\text{C}$; $\varphi_4 = 85\%$; $d_4 = d_3 = 14,5$ г/кг; $\mathcal{J}_4 = 59$ кДж/кг.

Пример 25. Для условий примера 24 на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме построить процесс дополнительного охлаждения воздуха, а также определить конечные параметры воздуха и количество влаги, теряемой 1 кг воздуха при охлаждении.

Продолжая линию 3—4, характеризующую процесс охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании, до пересечения с линией $\varphi = 100\%$, находим температуру точки росы $t_p = t_{4'} = 19,5^\circ\text{C}$. Так как конечная температура охлаждения $t_{4''} = t_4 - 5 = 22 - 5 = 17^\circ\text{C}$ меньше температуры точки росы, процесс характеризуется выпадением влаги из воздуха, т. е. охлаждение происходит с одновременным осушением воздуха. Процесс изображается прямой 4—4'', которая соединяет точку 4, характеризующую состояние воздуха до охлаждения, и точку 4'' с параметрами:

$$t_{4''} = 17^\circ\text{C}, \quad \varphi_{4''} = 100\%, \quad d_{4''} = 12 \text{ г/кг}; \quad I_{4''} = 48 \text{ кДж/кг}.$$

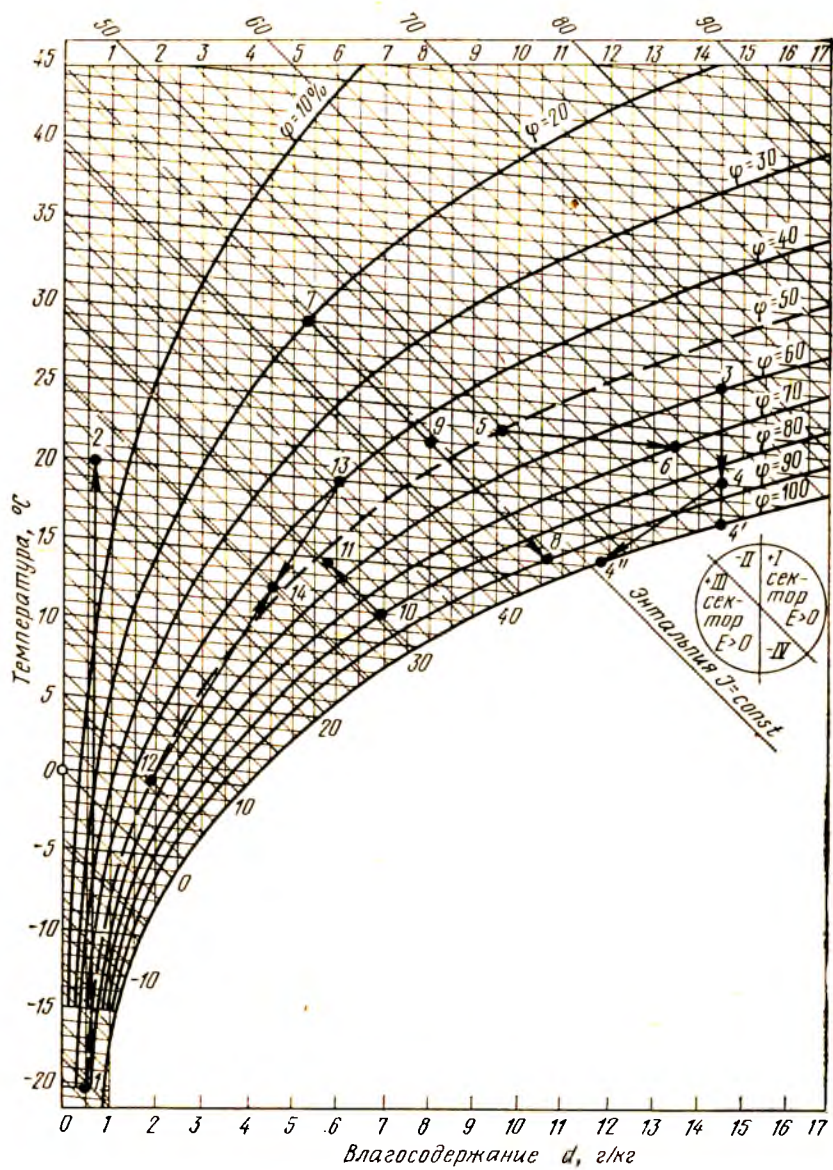


Рис. 5. К примеру 23—29

В результате охлаждения воздуха до температуры $t_{4''} < t_p$ каждый килограмм его теряет влагу в количестве $d_4 - d_{4''} = 14,5 - 12 = 2,5$ г.

Пример 26. В камере хранения искусственной колбасной оболочки воздух характеризуется следующими параметрами: $t_5 = 24^\circ\text{C}$, $\varphi_5 = 50\%$. В камере воздух увлажняется паром до тех пор, пока относительная влажность воздуха φ_6 не станет равной 70% . Построить на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесс увлажнения и определить конечные параметры воздуха и количество водяного пара, необходимого для увлажнения 1 кг воздуха, а также количество теплоты, подводимой с паром.

Поскольку явная теплота, вносимая паром в камеру, относительно невелика, то процесс увлажнения воздуха паром приблизительно можно изобразить на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме как изотермический.

Процесс изотермического увлажнения воздуха изображается на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме линией $5-6$ (см. рис. 5), а конечные параметры воздуха после увлажнения характеризуются точкой 6 : $t_6 = t_5 = 24^\circ\text{C}$; $\varphi_6 = 70\%$; $d_6 = 13,5$ г/кг; $\mathcal{I}_6 = 58,6$ кДж/кг.

В результате увлажнения воздуха от $\varphi_5 = 50\%$ до $\varphi_6 = 70\%$ его влагосодержание изменяется от $d_5 = 9,5$ г/кг до $d_6 = 13,5$ г/кг, а энтальпия от $\mathcal{I}_5 = 48,4$ кДж/кг до $\mathcal{I}_6 = 58,6$ кДж/кг. Следовательно, к каждому килограмму воздуха подводится водяного пара в количестве $d_6 - d_5 = 13,5 - 9,5 = 4$ г, а теплоты в количестве $\mathcal{I}_6 - \mathcal{I}_5 = 58,6 - 48,4 = 10,2$ кДж/кг.

Пример 27. Наружный воздух состояния 7 (см. рис. 5) увлажняется рециркуляционной водой до состояния, когда его относительная влажность φ_8 становится равной 90% . Затем увлажненный наружный воздух состояния 8 смешивается с необработанным воздухом состояния 7 и подается в помещение. Построить на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процессы увлажнения наружного воздуха и смешения его с необработанным, а также определить параметры воздуха, подаваемого в помещение, если массы воздуха состояний 7 и 8 равны между собой.

Увлажнение воздуха рециркуляционной водой осуществляется путем его непосредственного контакта с мельчайшими каплями разбрызгиваемой воды, которая затем собирается и снова подается на обработку воздуха. При таком увлажнении температура циркулирующей воды становится равной температуре воздуха по мокрому термометру. Процесс увлажнения воздуха приблизительно можно изобразить на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме линией $\mathcal{I} = \text{const}$.

Линия $7-8$ (см. рис. 5) характеризует процесс увлажнения наружного воздуха без изменения энтальпии (изоэнтальпийное увлажнение), т. е. процесс увлажнения происходит по линии $\mathcal{I}_7 = \text{const}$, направленной от точки 7 к точке 8 . Параметры воздуха после увлажнения характеризуются точкой 8 : $t_8 = 16,5^\circ\text{C}$; $\varphi_8 = 90\%$; $\mathcal{I}_8 = \mathcal{I}_7 = 44$ кДж/кг; $d_8 = 10,5$ г/кг.

Процесс смешения наружного увлажненного воздуха с неувлажненным также изображается линией 7—8.

Точка 9, характеризующая параметры смеси, лежит на середине линии 7—8, так как массы увлажненного и неувлажненного воздуха равны.

Параметры точки 9 следующие: $t_9=24^\circ\text{C}$; $\varphi_9=45\%$; $d_9=8\text{ г/кг}$.

Пример 28. В сушильной камере для копченых колбас начальные параметры воздуха следующие: $t_{10}=12^\circ\text{C}$; $\varphi_{10}=80\%$ (см. рис. 5). Необходимо осуществить осушение воздуха без уменьшения его энтальпии до состояния, когда конечная относительная влажность φ_{11} достигнет значения 55%. Построить на $\mathcal{I}$ — d -диаграмме процесс осушения, а также определить конечные параметры воздуха и количество влаги, теряемой 1 кг воздуха при его осушении.

Осушение воздуха без уменьшения его энтальпии осуществляют при контакте его с веществами, поглощающими водяной пар из воздуха. К таким веществам (адсорбентам) относят силикагель, алюмогель и др. При этом ориентировочно можно принять, что процесс осушения воздуха адсорбентами происходит без подвода и отвода теплоты (изоэнтальпийное осушение) и изображается линией 10—11, совпадающей с линией $\mathcal{I}_{10}=\text{const}$ и направленной от точки 10 к точке 11 (см. рис. 5).

Параметры воздуха после осушения следующие: $t_{11}=15^\circ\text{C}$, $\varphi_{11}=55\%$, $\mathcal{I}_{11}=\mathcal{I}_{10}=30,2\text{ кДж/кг}$, $d_{11}=6\text{ г/кг}$.

В результате осушения воздуха каждый его килограмм теряет влаги в количестве $d_{10}-d_{11}=7-6=1\text{ г}$.

Пример 29. Наружный воздух имеет следующие параметры (см. рис. 5): $t_{12}=0^\circ\text{C}$, $\varphi_{12}=50\%$. Его необходимо смешать с внутренним воздухом помещения ($t_{13}=20^\circ\text{C}$; $\varphi_{13}=40\%$) в соотношении, при котором массы наружного и внутреннего воздуха относятся как 1 : 2. Определить параметры смеси.

Прямая линия, которая соединяет точки, характеризующие параметры наружного и внутреннего воздуха, представляет собой линию смеси воздуха состояний 12 и 13. Точка 14 делит линию смеси на два отрезка, длины которых относятся как 1 : 2. Причем отрезок 12—14 характеризует массу внутреннего воздуха, а отрезок 13—14 — массу наружного воздуха. При этом точка смеси всегда находится ближе к точке, характеризующей воздух, который имеет большую массу. Следовательно, точка 14 находится ближе к точке 13, так как масса внутреннего воздуха в 2 раза больше массы наружного воздуха.

Параметры точки 14 определяем графически: $t_{14}=23^\circ\text{C}$; $\varphi_{14}=48\%$, $\mathcal{I}_{14}=24,4\text{ кДж/кг}$, $d_{14}=4,5\text{ г/кг}$.

Для примеров 27 и 29 параметры точки смеси найдены графически. Их можно определить и аналитически с помощью следующих формул:

$$t_{\text{см}} = \frac{M_1 t_1 + M_2 t_2}{M_{\text{см}}};$$

$$\mathcal{I}_{см} = \frac{M_1 \mathcal{I}_1 + M_2 \mathcal{I}_2}{M_{см}};$$

$$d_{см} = \frac{M_1 d_1 + M_2 d_2}{M_{см}},$$

где $t_{см}$ — температура смеси, °С; M_1, M_2 — масса воздуха состояний 1 и 2, кг; $\mathcal{I}_{см}$ — энтальпия смеси, кДж/кг; $d_{см}$ — влагосодержание смеси, г/кг.

Пример 30. Для условий примера 26 рассчитать тепловлажностный коэффициент процесса увлажнения воздуха.

Тепловлажностный коэффициент ϵ (в кДж/кг), характеризующий любой процесс изменения состояния воздуха от начальных параметров $\mathcal{I}_1$ и d_1 до конечных $\mathcal{I}_2$ и d_2 , рассчитывают по формуле

$$\epsilon = \frac{\mathcal{I}_2 - \mathcal{I}_1}{d_2 - d_1} 1000.$$

Применительно к условиям примера 26 формула для определения ϵ принимает вид

$$\epsilon = \frac{\mathcal{I}_6 - \mathcal{I}_5}{d_6 - d_5} 1000 = \frac{58,6 - 48,4}{13,5 - 9,5} 1000 = 2550 \text{ кДж/кг}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Парциальное давление водяного пара, находящегося в воздухе, $p_n = 12$ кПа. Температура воздуха $t = 60^\circ\text{С}$, атмосферное давление $p_0 = 99,325$ кПа. Определить, является ли воздух насыщенным.

2. Воздух нагревается от начальной температуры $t_1 = -20^\circ\text{С}$, $t_{m_1} = -21^\circ\text{С}$ до конечной $t_2 = +20^\circ\text{С}$. Необходимо определить, как изменятся влагосодержание и относительная влажность воздуха, если атмосферное давление $p_0 = 101,325$ кПа.

3. Температура воздуха по сухому термометру $t_c = 22^\circ\text{С}$, по мокрому $t_m = 18^\circ\text{С}$ при атмосферном давлении $p_0 = 101,325$ кПа. Рассчитать и определить по $\mathcal{I}-d$ -диаграмме парциальное давление водяного пара, содержащегося в воздухе, парциальное давление насыщенного водяного пара, относительную влажность, влагосодержание, энтальпию, плотность и удельный объем воздуха.

4. Атмосферный воздух температурой $t = -40^\circ\text{С}$ находится под давлением $p_0 = 101,325$ кПа. Рассчитать его энтальпию для случаев, когда он станет абсолютно сухим и полностью насыщенным.

5. В цех обвалки и жиловки ($t = 12^\circ\text{С}$ и $\varphi = 70\%$) на разделку поступает парное, остывшее, размороженное и охлажденное мясо. Определить, в каком случае будет происходить конденсация влаги из воздуха на поверхности продукта, а в каком — ее испарение с поверхности продукта, если температура мяса соответственно равна 35, 20, 8 и 4°С , а также разность между парциальными давлениями водяного пара в воздухе и на поверхности мяса, обуславливающую конденсацию и испарение влаги.

6. В сушильной камере для копченых колбас температура воздуха $t_1 = 10^\circ\text{С}$ и относительная влажность $\varphi_1 = 75\%$. Температура воздуха, выходящего из камеры, $t_2 = 14^\circ\text{С}$ и относительная влажность $\varphi_2 = \varphi_1 = 75\%$. Определить количество теплоты и влаги, уносимой 1 кг воздуха из сушильной камеры, если $p_0 = 99,325$ кПа.

7. Перед подачей в цех для варки окороков наружный воздух ($t_1 = -25^\circ\text{С}$, $\varphi_1 = 50\%$) сначала нагревается в воздухонагревателе до темпера-

туры $t=20^{\circ}\text{C}$, а затем изотермически увлажняется в паровом увлажнителе до относительной влажности $\varphi=55\%$. Определить количество теплоты, подводимой к 1 кг воздуха в воздухоподогревателе и паровом увлажнителе, а также количество влаги, подводимой к 1 кг воздуха в паровом увлажнителе, если $p_0=101,325$ кПа.

8. В камере созревания творога циркулирующий воздух увлажняется без изменения его энтальпии и приобретает влагу в количестве $\Delta d=2$ г/кг. Воздух, выходящий из камеры, имеет состояние: $t=6^{\circ}\text{C}$, $\varphi=90\%$. Построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме процесс изменения состояния воздуха и определить его начальные параметры, если $p_0=101,325$ кПа. Объяснить также, вследствие чего происходит изменение температуры воздуха при его увлажнении.

9. Воздух камеры хранения охлажденного мяса ($t=4^{\circ}\text{C}$, $\varphi=90\%$) смешивается с наружным ($t=-10^{\circ}\text{C}$, $\varphi=85\%$) таким образом, что температура смеси $t_{\text{см}}=0^{\circ}\text{C}$. Рассчитать и определить графически энтальпию и влагосодержание смеси, если $p_0=101,325$ кПа, а также изменение количественного соотношения наружного и внутреннего воздуха, если температура смеси станет равной 2°C .

10. Воздух котлетного цеха ($t=14^{\circ}\text{C}$, $\varphi=70\%$) смешивается с наружным ($t=27^{\circ}\text{C}$, $\varphi=45\%$) в соотношении 7:1 (по объему). Определить параметры смеси, если ее объем $V=2$ м³/с, атмосферное давление $p_0=99,325$ кПа.

II. РАСЧЕТЫ СОСТАВЛЯЮЩИХ ТЕПЛОВОГО И ВЛАЖНОСТНОГО БАЛАНСОВ КОНДИЦИОНИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВ ТЕПЛОТЫ И ВЛАГИ, ПОСТУПАЮЩИХ ЧЕРЕЗ ОГРАЖДАЮЩИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОМЕЩЕНИЙ И ЗДАНИЙ

Пример 31. Сушильная камера для колбас размерами $12\times 12\times 4,8$ м расположена на втором этаже мясоперерабатывающего комбината в Москве. Над сушильной камерой и под ней размещены производственные помещения, температурный режим в которых аналогичен температурному режиму в сушильной камере. План сушильной камеры и температурные режимы смежных помещений приведены на рис. 6. Рассчитать общее количество теплоты, которое поступает через конструкции, ограждающие сушильную камеру, в теплый и холодный периоды, если избыточная разность между температурами наружного и внутреннего воздуха, учитывающая действие солнечной радиации, $\Delta t_c=0$ (ориентация наружной стены на север).

Так как $\Delta t_c=0$, количество теплоты, проникающей вследствие действия солнечной радиации и учитываемой обычно для теплого периода, равно нулю. Поэтому общее количество теплоты, поступающей через ограждающие конструкции в теплое и холодное время, рассчитываем по формуле

$$\Sigma Q_{\text{огр}} = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{инф}},$$

где $\Sigma Q_{\text{огр}}$ — общее количество теплоты, поступающей через ограждающие конструкции камеры в теплый или холодный периоды, кВт; $Q_{\text{огр}}$ — количество теплоты, проникающей в камеру через ограждающие конструкции вследст-

ние разности между температурами наружного и внутреннего воздуха, а также внутреннего воздуха и воздуха смежных помещений, кВт; $Q_{\text{инф}}$ — количество теплоты, проникающей в результате инфильтрации воздуха из помещения III, кВт (см. рис. 6).

Количество теплоты $Q_{\text{огр}}$ рассчитываем по формуле

$$Q_{\text{огр}} = Q_I + Q_{II} + Q_{III} + Q_{IV},$$

где $Q_I, Q_{II}, Q_{III}, Q_{IV}$ — количество теплоты, поступающей через стены помещения, кВт.



Рис. 6. К примеру 31

Поступление теплоты через пол и потолок отсутствует, так как в помещениях, расположенных этажом выше и ниже, поддерживается такой же температурный режим, как и в сушильной камере.

Количество теплоты, поступающей через наружную и внутреннюю стену, рассчитываем по формуле

$$Q_{\text{огр}} = kF\Delta t \cdot 10^{-3},$$

где k — коэффициент теплопередачи ограждающей конструкции, Вт/(м²·К); F — площадь теплопередающей поверхности ограждающей конструкции, м²; Δt — разность между температурами наружного и внутреннего воздуха (для наружной стены) и между температурами внутреннего воздуха и воздуха смежного помещения (для внутренней стены), °С.

Количество теплоты $Q_{\text{инф}}$ (в кВт) определяем по формуле

$$Q_{\text{инф}} = q_{\text{дв}} F_{\text{п}} \cdot 10^{-3},$$

где $q_{\text{дв}}$ — количество теплоты, поступающей в результате инфильтрации воздуха смежного помещения и отнесенной к площади пола камеры, Вт/м²; $F_{\text{п}}$ — площадь пола камеры, м².

Выписываем нормируемые значения k , учитывая среднегодовую температуру для Москвы, а также температуру сушильной камеры и смежных с ней помещений: $k_I = k_{II} = 0,58$ Вт/(м²·К); $k_{III} = 0,76$ Вт/(м²·К); $k_{IV} = 0,47$ Вт/(м²·К) [4].

Расчетные температуры наружного воздуха для теплого периода $t_{\text{нр.т}} = 28,5^\circ\text{C}$ и холодного периода $t_{\text{нр.х}} = -26^\circ\text{C}$ [4].

Находим, что при площади пола сушильной камеры для колбас $F_{\text{п}} > 100$ м² $q_{\text{дв}} = 3,5$ Вт/м² [4].

При подстановке данных рассчитываем $\Sigma Q_{\text{огр}}$ для теплого периода года

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{\text{огр.т}} &= [0,58 \cdot 12 \cdot 4,8 (28,5 - 12) + 0,58 \cdot 12 \cdot 4,8 (4 - 12) + \\ &+ 0,76 \cdot 12 \cdot 4,8 (20 - 12) + 0,47 \cdot 12 \cdot 4,8 (0 - 12) + 3,5 \cdot 12 \cdot 12] 10^{-3} = \\ &= 0,813 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

для холодного периода года

$$\sum Q_{\text{огр}_x} = \{0,58 \cdot 12 \cdot 4,8 [-26 - (-12)] + 0,58 \cdot 12 \cdot 4,8 (4 - 12) + 0,76 \cdot 12 \cdot 4,8 (20 - 12) + 0,47 \cdot 12 \cdot 4,8 (0 - 12) + 3,5 \cdot 12 \cdot 12\} 10^{-3} = -1,2 \text{ кВт}.$$

Пример 32. В консервном цехе городского молочного завода, расположенного в г. Кишиневе, имеется пять окон с двойным остеклением в деревянном переплете размером 3×4 м. Рассчитать общее количество теплоты, поступающей через окна в теплый период, а также количество влаги, поступающей с инфильтрующимся воздухом. В качестве расчетных параметров внутреннего воздуха принять $t_{\text{в}} = 22^\circ\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}} = 60\%$.

Общее количество теплоты, поступающей через окна в теплый период, $\sum Q_{\text{окн}_T}$ (в кВт) складывается из количества теплоты, поступающей вследствие разности между температурами наружного и внутреннего воздуха, действия солнечной радиации и инфильтрации наружного воздуха через неплотности оконных проемов:

$$\sum Q_{\text{окн}_T} = k_{\text{сн}} F_{\text{сн}} \Delta t \cdot 10^{-3} + q_{\text{сн}} F_{\text{сн}} C_3 \cdot 10^{-3} + L_{\text{инф}_{\text{окн}}} (\mathcal{I}_{\text{нр}_T} - \mathcal{I}_{\text{в}}),$$

где $k_{\text{сн}}$ — коэффициент теплопередачи светового проема, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $F_{\text{сн}}$ — площадь поверхности световых проемов (в свету), м^2 ; $q_{\text{сн}}$ — количество теплоты, поступающей в результате действия солнечной радиации, $\text{Вт}/\text{м}^2$; C_3 — коэффициент солнцезащиты; $L_{\text{инф}_{\text{окн}}}$ — количество воздуха, проникающего через щели оконных проемов, $\text{кг}/\text{с}$; $\mathcal{I}_{\text{нр}_T}$ — расчетная энтальпия наружного воздуха для теплого периода, $\text{кДж}/\text{кг}$; $\mathcal{I}_{\text{в}}$ — энтальпия внутреннего воздуха, $\text{кДж}/\text{кг}$ (при $t_{\text{в}} = 22^\circ\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}} = 60\%$ $\mathcal{I}_{\text{в}} = 47,8 \text{ кДж}/\text{кг}$).

По данным [4], $k_{\text{сн}} = 2,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$, $C_3 = 0,9$, $t_{\text{нр}_T} = 31,7^\circ\text{C}$ и $\mathcal{I}_{\text{нр}_T} = 58,3 \text{ кДж}/\text{кг}$.

Для г. Кишинева количество теплоты, поступающей на вертикальную поверхность от прямой и рассеянной солнечной радиации, составляет $253 \text{ Вт}/\text{м}^2$ [2].

Количество теплоты $q_{\text{сн}}$ определяем по формуле

$$q_{\text{сн}} = (q_{\text{пр}} + q_{\text{рр}}) K_{1_{\text{сн}}} K_{2_{\text{сн}}},$$

где $q_{\text{пр}}$, $q_{\text{рр}}$ — количество теплоты, поступающей соответственно от прямой и рассеянной радиации, $\text{Вт}/\text{м}^2$; $K_{1_{\text{сн}}}$ — коэффициент, учитывающий затемнение оконных проемов переплетами ($K_{1_{\text{сн}}} = 0,85$); $K_{2_{\text{сн}}}$ — коэффициент, учитывающий загрязнение остекленной поверхности ($K_{2_{\text{сн}}} = 0,8$).

Следовательно, $q_{\text{сн}} = 172 \text{ Вт}/\text{м}^2$.

При расчетной скорости движения ветра для теплого периода г. Кишинева $\omega = 3,6 \text{ м}/\text{с}$ количество воздуха, проникающего через 1 м щели оконного проема с деревянным переплетом, равно $3,3 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/\text{с}$ [4].

Следовательно, количество воздуха, проникающего через щели пяти оконных проемов, составляет

$$L_{\text{инф}_{\text{окн}}} = 5 (2 \cdot 3 + 2 \cdot 4) 3,3 \cdot 10^{-3} = 0,23 \text{ кг}/\text{с}.$$

Подставляя известные значения, рассчитываем общее количество теплоты, поступающей через окна

$$\sum Q_{\text{окнт}} = 2,9 \cdot 5 \cdot 12 (31,7 - 22) 10^{-3} + 172 \cdot 5 \cdot 12 \cdot 0,9 \cdot 10^{-3} + 0,23 (58,3 - 47,8) = 13,4 \text{ кВт.}$$

Количество влаги, поступающей через щели оконных проемов в результате инфильтрации наружного воздуха, определяем по формуле

$$W_{\text{окнт}} = L_{\text{инф окн}} (d_{\text{нрт}} - d_{\text{н}}) 10^{-3},$$

где $W_{\text{окнт}}$ — количество влаги, поступающей в результате инфильтрации наружного воздуха через щели оконных проемов, кг/с; $d_{\text{нрт}}$, $d_{\text{н}}$ — влагосодержание наружного воздуха, соответствующее расчетным параметрам для теплового периода, и внутреннего воздуха, г/кг.

По данным [4], для г. Кишинева атмосферное давление $p_0 = 99,325$ кПа. По $\mathcal{J}-d$ -диаграмме при $t_{\text{нрт}} = 31,7^\circ\text{C}$ и $\mathcal{J}_{\text{нрт}} = 58,3$ кДж/кг влагосодержание $d_{\text{нрт}} = 10,3$ г/кг, а при $t_{\text{в}} = 22^\circ\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}} = 60\%$ $d_{\text{в}} = 10,1$ г/кг.

Получаем

$$W_{\text{окнт}} = 0,23 (10,3 - 10,1) 10^{-3} = 0,046 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

РАСЧЕТ КОЛИЧЕСТВ ТЕПЛОТЫ И ВЛАГИ, ПОСТУПАЮЩИХ ОТ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ КОНДИЦИОНИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Пример 33. В сырьевом отделении мясоперерабатывающего завода за смену осуществляются обвалка и жиловка мяса (60 т), производство мясных полуфабрикатов (32 т), изготовление фарша (7,42 т) — при куттеровании в фарш добавляется лед (0,72 т), шприцевание колбас (8,24 т). Остальное мясо после обвалки и жиловки направляется в котлетный цех. Рассчитать общее количество теплоты, поступающей от перерабатываемого мяса, если его начальная температура равна 4°C .

Общее количество теплоты, поступающей на всех стадиях переработки мяса, $\Sigma Q_{\text{пр}}$ (в кВт) составляет:

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{\text{пр}} &= Q_{\text{обн}} + Q_{\text{полуф}} + Q_{\text{ф}} + Q_{\text{шпр}} - Q_{\text{л}} = \\ &= \frac{G_{\text{пр1}} c_{\text{пр}} (t_{\text{пр1}} - t_{\text{пр2}})}{\tau} + \frac{G_{\text{пр2}} c_{\text{пр}} (t_{\text{пр2}} - t_{\text{пр3}})}{\tau} + \\ &+ \frac{G_{\text{пр3}} c_{\text{пр}} (t_{\text{пр3}} - t_{\text{пр4}})}{\tau} + \frac{G_{\text{пр4}} c_{\text{пр}} (t_{\text{пр4}} - t_{\text{пр5}})}{\tau} - \frac{G_{\text{л}} r_{\text{л}}}{\tau}, \end{aligned}$$

где $Q_{\text{обн}}$, $Q_{\text{полуф}}$, $Q_{\text{ф}}$, $Q_{\text{шпр}}$ — количество теплоты, поступающей от мяса при его обвалке и жиловке, при изготовлении мясных полуфабрикатов, при изго-

товлении фарша, при шприцевании колбас, кВт; $Q_{\text{лд}}$ — количество теплоты, теряемой окружающей средой при таянии льда, кВт; $G_{\text{мр}_1}$ — масса мяса, подвергаемого обвалке и жиловке; кг; $G_{\text{мр}_2}$, $G_{\text{мр}_3}$ — масса жилованного мяса, поступающего на изготовление полуфабрикатов и фарша, кг; $G_{\text{мр}_4}$ — масса мясного фарша, поступающего на шприцевание колбас, кг; $c_{\text{мр}}$ — удельная теплоемкость мяса, кДж/(кг·К) [$c_{\text{мр}} = 3,35$ кДж/(кг·К)]; $t_{\text{мр}_1}$ — начальная температура мяса, поступающего на переработку, °С; $t_{\text{мр}_2}$ — температура мяса после обвалки и жиловки, °С; $t_{\text{мр}_3}$ — температура мяса после изготовления полуфабрикатов, °С; $t_{\text{мр}_4}$ — температура мясного фарша перед шприцеванием, °С; $t_{\text{мр}_5}$ — температура мясного фарша после шприцевания, °С; τ — продолжительность обработки, с; $G_{\text{лд}}$ — масса льда, добавляемого в фарш при его изготовлении, кг; $r_{\text{лд}}$ — теплота фазового перехода воды из твердого состояния в жидкое, кДж/кг ($r_{\text{лд}} = 335,2$ кДж/кг).

По данным [4], $t_{\text{мр}_2} = 8^\circ\text{С}$, $t_{\text{мр}_3} = 9^\circ\text{С}$, $t_{\text{мр}_4} = 10^\circ\text{С}$, $t_{\text{мр}_5} = 12^\circ\text{С}$.

Подставляя известные данные, рассчитываем:

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{\text{мр}} = & \frac{60000 \cdot 3,35 (4 - 8)}{7 \cdot 3600} + \frac{32000 \cdot 3,35 (8 - 9)}{7 \cdot 3600} + \frac{7420 \cdot 3,35 (8 - 10)}{7 \cdot 3600} + \\ & + \frac{8240 \cdot 3,35 (10 - 12)}{7 \cdot 3600} - \frac{720 \cdot 335,2}{7 \cdot 3600} = -49,81 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Из расчетных данных следует, что поступление теплоты от мяса при его переработке имеет знак «—», т. е. теплота поглощается продуктом, если перерабатывается охлажденное мясо. При переработке парного и остывшего мяса поступление теплоты имеет знак «+», т. е. в этом случае мясо выделяет теплоту в помещение.

Пример 34. В камеру хранения за сутки поступает 3,5 т яиц температурой $t_{\text{мр}_1} = 2^\circ\text{С}$. Температура воздуха в камере $t_{\text{в}} = -2^\circ\text{С}$, относительная влажность $\varphi_{\text{в}} = 80\%$. Определить количество теплоты $Q_{\text{пр}}$ и влаги $W_{\text{пр}}$, поступающих от яиц, если их усушка за сутки составляет 0,04%.

Количество теплоты $Q_{\text{пр}}$ (в кВт) рассчитываем по формуле

$$Q_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{мр}} (i_{\text{мр}_1} - i_{\text{мр}_2})}{\tau},$$

где $i_{\text{мр}_1}$, $i_{\text{мр}_2}$ — энтальпии яиц при начальной температуре и температуре хранения, кДж/кг.

По данным [4], $i_{\text{мр}_1} = 243,3$ кДж/кг (при $t_{\text{мр}_1} = 2^\circ\text{С}$),

$i_{\text{мр}_2} = 230,2$ кДж/кг (при $t_{\text{мр}_2} = t_{\text{в}} = -2^\circ\text{С}$).

Следовательно,

$$Q_{\text{пр}} = \frac{3500 (243,3 - 230,2)}{24 \cdot 3600} = 0,53 \text{ кВт}.$$

Количество влаги $W_{\text{пр}}$ (в кг/с) рассчитываем по формуле, учитывающей усушку продукта

$$W_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} \Delta g}{\tau \cdot 100 \cdot 3600},$$

где Δg — усушка продукта, %.

Подставляем известные данные и получаем, что

$$W_{\text{пр}} = \frac{3500 \cdot 0,04}{24 \cdot 100 \cdot 3600} = 1,62 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$$

или

$$\frac{3500 \cdot 0,04}{100} = 1,4 \text{ кг в сутки.}$$

Пример 35. В камере созревания емкостью $G_{\text{пр}} = 84$ т суточное поступление российского сыра составляет $G_{\text{пр,сут}} = 1,2$ т.

Начальная температура сыра $t_{\text{пр}_1} = 20^\circ \text{C}$, температура воздуха $t_{\text{в}} = 12^\circ \text{C}$, относительная влажность $\varphi_{\text{в}} = 75\%$, усушка сыра $\Delta g = 7\%$ (за весь период созревания), продолжительность созревания $\tau_{\text{созр}} = 70$ сут. Рассчитать количество теплоты $Q_{\text{пр}}$ и влаги $W_{\text{пр}}$, выделяемых продуктом.

Количество теплоты $Q_{\text{пр}}$ (в кВт) рассчитываем по формуле

$$Q_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр,сут}} (i_{\text{пр}_1} - i_{\text{пр}_2})}{24 \cdot 3600} + G_{\text{пр}} q_{\text{созр}} \cdot 10^{-3},$$

где $q_{\text{созр}}$ — количество теплоты, выделяемой 1 кг сыра при созревании, Вт/кг ($q_{\text{созр}} = 0,13$ Вт/кг).

По данным [4],

$$i_{\text{пр}_1} = 75,6 \text{ кДж/кг (при } t_{\text{пр}_1} = 20^\circ \text{C)},$$

$$i_{\text{пр}_2} = 53,2 \text{ кДж/кг (при } t_{\text{пр}_2} = t_{\text{в}} = 12^\circ \text{C)}.$$

Подставляем необходимые данные и находим

$$Q_{\text{пр}} = \frac{1200 (75,6 - 53,2)}{24 \cdot 3600} + 84000 \cdot 0,13 \cdot 10^{-3} = 11,23 \text{ кВт.}$$

Количество влаги

$$W_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} \Delta g}{100 \tau_{\text{созр}} \cdot 24 \cdot 3600} = \frac{84000 \cdot 7}{100 \cdot 70 \cdot 24 \cdot 3600} = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Следовательно, суточные поступления влаги

$$W_{\text{сут}} = 0,97 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 3600 = 83,808 \text{ кг.}$$

Пример 36. В камере созревания установлено 200 латвийских контейнеров с головками малого российского сыра. Параметры воздуха в камере следующие: температура $t_{\text{в}} = 12^\circ \text{C}$, относительная влажность $\varphi_{\text{в}} = 80\%$, скорость движения $\omega_{\text{в}} = 0,1$ м/с. Продолжительность созревания $\tau_{\text{созр}} = 60$ сут. Рассчитать усушку продукта, если атмосферное давление $p_0 = 101,325$ кПа.

Усушку продукта определяем по формуле

$$\Delta g = \frac{\Delta G \tau_{\text{созр}} \cdot 100}{G_{\text{пр}}},$$

где $\Delta G = W_{\text{пр}}$ — количество влаги, испарившейся с поверхности продукта, кг/с;
 $G_{\text{пр}}$ — масса продукта, кг.

Количество влаги, испарившейся с поверхности созреваемого сыра, находим с помощью уравнения

$$W_{\text{пр}} = \beta F_{\text{пр}} (p_{\text{нов}} - p_{\text{н}}) \frac{101,325}{p_6}, \quad (10)$$

где $F_{\text{пр}}$ — площадь поверхности продукта, участвующая в массообмене, м²;
 $p_{\text{нов}}$, $p_{\text{н}}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара, находящегося на поверхности продукта, и водяного пара, находящегося в воздухе, Па.

Коэффициент β определяем с учетом психрометрического коэффициента A

$$\beta = \frac{\alpha_k}{10^3 A r_n},$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К); A — психрометрический коэффициент, Па/К; r_n — скрытая теплота фазового перехода вода — пар, кДж/кг ($r_n = 2500$ кДж/кг).

Коэффициент теплоотдачи α_k рассчитываем по формуле

$$\alpha_k = 3,2 (t_{\text{н}} - t_{\text{нов}})^{0,313},$$

где $t_{\text{нов}}$ — температура поверхности продукта, °С.

Принимаем, что температура $t_{\text{нов}}$ равна температуре воздуха по мокрому термометру $t_{\text{м}}$. Температуру $t_{\text{м}}$ находим по $\mathcal{X}-d$ -диаграмме: при $p_6 = 101,325$ кПа, $t_{\text{в}} = 12^\circ\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}} = 80\%$ $t_{\text{м}} = 10,2^\circ\text{C}$.

Следовательно,

$$\alpha_k = 3,2 (12 - 10,2)^{0,313} = 3,846 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Значения коэффициентов A и β рассчитываем по формулам

$$A = 65 + \frac{6,75}{\omega_{\text{в}}} = 65 + \frac{6,75}{0,1} = 132,5 \text{ Па}/\text{К}^*;$$

$$\beta = \frac{3,846}{10^3 \cdot 132,5 \cdot 2500} = 1,16 \cdot 10^{-8} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па}).$$

Площадь поверхности продукта, соприкасающуюся с воздухом и участвующую в массообмене, определяем по формуле

$$F_{\text{пр}} = G_{\text{пр}} f_{\text{пр}},$$

где $f_{\text{пр}}$ — средняя удельная площадь поверхности продукта, м²/кг.

* Значения психрометрического коэффициента A для камер созревания сыров в интервале температур $10-15^\circ\text{C}$ и скорости движения воздуха $0,1-0,3$ м/с, а также другие методы расчета количества влаги, испарившейся с поверхности созреваемого сыра, приведены в литературе [8].

Массу продукта находим из уравнения

$$G_{\text{пр}} = n_{\kappa_1} n_{\kappa} G_{\text{пр}_1},$$

где n_{κ_1} — количество головок сыра, размещенных в одном контейнере, шт.; n_{κ} — количество контейнеров, шт.; $G_{\text{пр}_1}$ — масса сыра одной головки, кг.

Обычно на одном ярусе контейнера размещается восемь головок малого российского сыра. Следовательно, в одном пятиярусном контейнере размещается 40 головок сыра, т. е. $n_{\kappa} = 40$ шт.

Принимаем, что средняя масса одной головки малого российского сыра $G_{\text{пр}_1} = 8,5$ кг.

Откуда

$$G_{\text{пр}} = 40 \cdot 200 \cdot 8,5 = 68000 \text{ кг.}$$

Принимаем, что для российского сыра $f_{\text{пр}} = 0,018 \text{ м}^2/\text{кг}$ [7], и находим

$$F_{\text{пр}} = 68000 \cdot 0,018 = 1224 \text{ м}^2.$$

Парциальное давление насыщенного водяного пара $p_{\text{пов}}$ определяем по приложению I: при $p_0 = 101,325 \text{ кПа}$, $t_{\text{пов}} = t_{\text{м}} = 10,2^\circ\text{C}$ $p_{\text{пов}} = 1,2 \text{ кПа} = 1200 \text{ Па}$.

Парциальное давление водяного пара $p_{\text{в}}$ рассчитываем через соотношение

$$p_{\text{в}} = \varphi p_{\text{нас}_\kappa},$$

где $p_{\text{нас}_\kappa}$ — парциальное давление насыщенного водяного пара при $t_{\text{в}} = 12^\circ\text{C}$, кПа (по приложению I $p_{\text{нас}_\kappa} = 1,39 \text{ кПа}$);

$$p_{\text{в}} = 0,8 \cdot 1,39 = 1,112 \text{ кПа} = 1112 \text{ Па.}$$

Подставляя данные в формулу (10), рассчитываем:

$$W_{\text{пр}} = 1,16 \cdot 10^{-8} \cdot 1224 (1200 - 1112) \frac{101,325}{101,325} = 0,125 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с};$$

$$\Delta g = \frac{0,125 \cdot 10^{-2} \cdot 60 \cdot 24 \cdot 3600 \cdot 10}{68000} = 9,53\%.$$

Пример 37. Сушильные камеры для колбас мясоперерабатывающего завода мощностью 40 т переработки мяса в смену характеризуются следующими данными: суточное производство полукопченых колбас $G_{\text{пк}} = 4,2$ т, сырокопченых колбас $G_{\text{ск}} = 1,2$ т и свинокопченостей $G_{\text{св}} = 1,6$ т; начальная температура полукопченых колбас $t_{\text{пк}_1} = 40^\circ\text{C}$, сырокопченых колбас $t_{\text{ск}_1} = 22^\circ\text{C}$ и свинокопченостей $t_{\text{св}_1} = 30^\circ\text{C}$; продолжительность сушки полукопченых колбас $\tau_{\text{пк}} = 120$ ч, сырокопченых колбас $\tau_{\text{ск}} = 600$ ч и свинокопченостей $\tau_{\text{св}} = 168$ ч; усушка полукопченых колбас $\Delta g_{\text{пк}} = 3,7\%$, сырокопченых колбас $\Delta g_{\text{ск}} = 19,8\%$ и свинокопченостей $\Delta g_{\text{св}} = 5,3\%$; параметры внутреннего воздуха: $t_{\text{в}} = 12^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{в}} = 75\%$. Рассчитать количество теплоты и влаги, посту-

пающих от каждого вида продукта, а также общее количество теплоты и влаги, поступающих одновременно от продуктов всех видов.

Значения средней удельной теплоемкости продукта следующие: полукопченых колбас $c_{пк}=1,92$ кДж/(кг·К), сырокопченых колбас $c_{ск}=2,8$ кДж/(кг·К) и свинокопченостей $c_{св}=2,76$ кДж/(кг·К).

Количество теплоты, поступающей от продуктов, рассчитываем по формулам:

полукопченые колбасы

$$Q_{пк} = \frac{G_{пк} c_{пк} (t_{пк1} - t_{пк2})}{\tau_{пк} \cdot 3600} = \frac{4200 \cdot 1,92 (40 - 12)}{120 \cdot 3600} = 0,523 \text{ кВт};$$

сырокопченые колбасы

$$Q_{ск} = \frac{G_{ск} c_{ск} (t_{ск1} - t_{ск2})}{\tau_{ск} \cdot 3600} = \frac{1200 \cdot 2,8 (22 - 12)}{600 \cdot 3600} = 0,0155 \text{ кВт};$$

свинокопчености

$$Q_{св} = \frac{G_{св} c_{св} (t_{св1} - t_{св2})}{\tau_{св} \cdot 3600} = \frac{1600 \cdot 2,76 (30 - 12)}{168 \cdot 3600} = 0,131 \text{ кВт}.$$

Общее количество теплоты $\Sigma Q_{пр} = 0,67$ кВт.

Количество влаги, поступающей от продуктов, определяем по уравнениям:

полукопченые колбасы

$$W_{пк} = \frac{G_{пк} \Delta g_{пк}}{100 \cdot 3600 \tau_{пк}} = \frac{4200 \cdot 3,7}{100 \cdot 3600 \cdot 120} = 0,36 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с};$$

сырокопченые колбасы

$$W_{ск} = \frac{G_{ск} \Delta g_{ск}}{100 \cdot 3600 \tau_{ск}} = \frac{1200 \cdot 19,8}{100 \cdot 3600 \cdot 600} = 0,11 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с};$$

свинокопчености

$$W_{св} = \frac{G_{св} \Delta g_{св}}{100 \cdot 3600 \tau_{св}} = \frac{1600 \cdot 5,3}{100 \cdot 3600 \cdot 168} = 0,14 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}.$$

Общее количество влаги $\Sigma W_{пр} = 0,61 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

При этом суточное поступление влаги в сушильные камеры составляет:

от полукопченых колбас

$$W_{пк} = 0,36 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 \cdot 24 = 31,1 \text{ кг};$$

от сырокопченых колбас

$$W_{ск} = 0,11 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 \cdot 24 = 6,86 \text{ кг};$$

от свинокопченостей

$$W_{св} = 0,14 \cdot 10^{-3} \cdot 3600 \cdot 24 = 12,1 \text{ кг}.$$

от всех видов продукта

$$W_{\text{пр}} = 50,06 \text{ кг.}$$

Пример 38. В сырьевом отделении мясоперерабатывающего завода на постоянных рабочих местах находится 140 человек. Температура воздуха в помещении $t_b = 12^\circ\text{C}$. Рассчитать количество теплоты и влаги, поступающих от людей.

Количество теплоты $Q_{\text{л}}$ (в кВт) и влаги $W_{\text{л}}$ (в кг/с), поступающих от людей, определяем по формулам

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} n_{\text{л}} \cdot 10^{-3};$$

$$W_{\text{л}} = W_1 n_{\text{л}},$$

где $q_{\text{л}}$ — количество теплоты, поступающей от одного человека, Вт; W_1 — количество влаги, поступающей от одного человека, кг/с; $n_{\text{л}}$ — количество людей.

По данным [4], при $t_b = 12^\circ\text{C}$ и работе средней тяжести $q_{\text{л}} = 180 \text{ Вт}$, $W_1 = 4 \cdot 10^{-5} \text{ кг/с}$.

Следовательно, $Q_{\text{л}} = 25,2 \text{ кВт}$; $W_{\text{л}} = 0,56 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с}$.

Пример 39. Воздуховод круглого сечения диаметром 600 мм и длиной 20 м для подачи дымовоздушной смеси к обжарочным камерам проложен в термическом отделении колбасно-кулинарного завода (воздуховод изолирован). Температура наружной поверхности воздуховода $t_{\text{пов}} = 40^\circ\text{C}$. Рассчитать количество теплоты, поступающей от наружной поверхности воздуховода, если температура воздуха в термическом отделении $t_b = 26^\circ\text{C}$, скорость движения $\omega = 0,3 \text{ м/с}$.

Количество теплоты, поступающей от нагретой поверхности воздуховода $Q_{\text{нагр}}$ (в кВт), определяем по формуле [1]

$$Q_{\text{нагр}} = \alpha F_{\text{пов}} (t_{\text{пов}} - t_b) 10^{-3},$$

где α — коэффициент теплоотдачи наружной поверхности воздуховода окружающему воздуху, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; $F_{\text{пов}}$ — площадь наружной поверхности воздуховода, м^2 ; $t_{\text{пов}}$ — температура наружной поверхности воздуховода, $^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплоотдачи α ориентировочно рассчитываем по формуле [1]

$$\alpha = 11,63 \sqrt{\omega} = 11,63 \sqrt{0,3} = 6,37 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}).$$

Следовательно,

$$Q_{\text{нагр}} = 6,37 \cdot 3,14 \cdot 0,6 \cdot 20 (40 - 26) 10^{-3} = 3,36 \text{ кВт.}$$

Пример 40. В термическом отделении колбасного завода установлена универсальная термокамера для тепловой обработки колбас. Максимальная температура наружной поверхности термокамеры равна 50°C . Температура воздуха в термическом отделении $t_b = 30^\circ\text{C}$. Габаритные размеры камеры $5,5 \times 4,5 \times 3,0 \text{ м}$. Рассчитать количество теплоты $Q_{\text{нагр}}$, поступающей от наружной поверхности термокамеры.

Количество теплоты $Q_{\text{нагр}}$ можно рассчитать по формуле [4]

$$Q_{\text{нагр}} = q_{\text{об}} F_{\text{нагр}} \cdot 10^{-3},$$

где $q_{об}$ — количество теплоты, поступающей от наружной поверхности оборудования и отнесенной к $1 \text{ м}^2 \text{ с}$ площади, Вт/м^2 .

По данным [4], количество теплоты $q_{об}$ при температуре окружающей среды $t_{в}=30^{\circ}\text{C}$ и температуре наружной поверхности оборудования $t_{нов}=50^{\circ}\text{C}$ равно 210 Вт/м^2 .

Следовательно,

$$Q_{нагр} = [(5,5 \cdot 4,5 + 2,5 \cdot 5,3,0) 210 + 2,4 \cdot 5,3,0 \cdot 210] 10^{-3} = 17,8 \text{ кВт*}.$$

Пример 41. В отделении производства субпродуктов установлено пять чанов размером $1,5 \times 2 \text{ м}$. Определить количество влаги $W_{исп}$, поступающей в отделение с открытой поверхности чанов, а также количество теплоты $Q_{исп}$, вносимой в помещение испарившейся влагой, если температура находящейся в чанах воды равна 70°C . Параметры воздуха следующие: $t_{в}=26^{\circ}\text{C}$, $\phi_{в}=80\%$, $\omega_{в}=0,1 \text{ м/с}$. Расчетное атмосферное давление $p_{б}=99,325 \text{ кПа}$.

При варке субпродуктов в воде на ее поверхности образуется жировая пленка. Поэтому возникают затруднения в определении количества влаги $W_{исп}$. Расчет $W_{исп}$ можно выполнить, полагая, что значение коэффициента испарения β при варке субпродуктов можно рассчитать на основании зависимостей, установленных для случая испарения с открытой поверхности чистой воды. При этом количество влаги $W_{исп}$ рассчитываем с помощью формулы (10). При определении коэффициента испарения β принимаем, что поток приточного воздуха направлен вдоль поверхности чанов.

По данным [4], $\beta = (0,372 + 0,316 \omega) 10^{-7} = (0,372 + 0,316 \times 0,1) 10^{-7} = 0,4 \cdot 10^{-7} \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па)}$.

При температуре воды в чане $t_{\omega}=70^{\circ}\text{C}$ температура ее поверхности $t_{нов}=58^{\circ}\text{C}$ [4]. Значение парциального давления насыщенного водяного пара $p_{нов}=18,28 \text{ кПа}$ определяем по приложению I.

При $t_{в}=26^{\circ}\text{C}$, $\phi_{в}=80\%$ и $p_{б}=99,325 \text{ кПа}$ по $\mathcal{J}-d$ -диаграмме (приложение III) находим, что $p_{в}=2,74 \text{ кПа}$. Парциальное давление $p_{в}$ можно также определить из соотношения $p_{в} = \phi p_{н} = 0,8 \times 3,42 = 2,736 \approx 2,74 \text{ кПа}$, где $3,42$ — парциальное давление насыщенного водяного пара (по приложению I при $t_{в}=26^{\circ}\text{C}$ и $p_{б}=99,325 \text{ кПа}$).

Площадь поверхности испарения

$$F_{исп} = 5 \cdot 2 \cdot 1,5 = 15 \text{ м}^2.$$

Подставляя известные данные, рассчитываем:

$$W_{исп} = 0,4 \cdot 10^{-7} (18280 - 2740) 15 = 0,0093 \text{ кг/с}.$$

* В расчете учтена площадь потолка, боковых и торцовых сторон термокамеры. Площадь пола не учитывается, так как термокамера устанавливается на железобетонном основании со стоком конденсата в канализацию.

Количество теплоты, поступающей в помещение с испарившейся влагой, определяем по формуле

$$Q_{исп} = W_{исп} (2500 + 1,89t_{пов}) = 0,0093 (2500 + 1,89 \cdot 58) = 24,27 \text{ кВт}.$$

Пример 42. В сырьевом отделении мясоперерабатывающего завода установлено технологическое оборудование, мощность электродвигателей которого $N_{эл} = 60$ кВт. Коэффициент одновременности работы электродвигателей $K_{эл} = 0,8$. Количество теплоты, поступающей от осветительных приборов, $q_{осв} = 5$ Вт/м². Рассчитать количество теплоты $Q_{эл}$ и $Q_{осв}$, выделяемой в помещение цеха электродвигателями и осветительными приборами, если цех имеет длину 60 м, а ширину 40 м.

Количество теплоты $Q_{эл}$ (в кВт) определяем по формуле

$$Q_{эл} = N_{эл} K_{эл}.$$

Учитывая значения $N_{эл}$ и $K_{эл}$, находим, что $Q_{эл} = 48$ кВт.

Количество теплоты $Q_{осв}$ (в кВт) находим из уравнения

$$Q_{осв} = q_{осв} F_{п} \cdot 10^{-3},$$

где $F_{п}$ — площадь пола, м².

Подставляем известные данные и определяем $Q_{осв} = 12$ кВт.

СОСТАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВОГО И ВЛАЖНОСТНОГО БАЛАНСОВ

Пример 43. Сырьевое отделение мясоперерабатывающего завода предназначено для обвалки и жиловки мяса, производства мясных полуфабрикатов, изготовления мясного фарша и шприцевания колбас (см. пример 33). Отделение имеет естественное освещение. Количество теплоты, поступающей через ограждающие конструкции в теплый и холодный периоды соответственно $Q_{огр_t} = 34,3$ кВт и $Q_{огр_x} = -80,8$ кВт, в результате действия солнечной радиации $Q_{ср_t} = 42,2$ кВт, от мяса на всех стадиях его переработки $Q_{пр} = -49,81$ кВт (см. пример 33), от рабочих $Q_{л} = 25,2$ кВт (см. пример 38), от электродвигателей технологического оборудования и осветительных приборов соответственно $Q_{эл} = 48$ кВт и $Q_{осв} = 12$ кВт (см. пример 42). Количество влаги, испарившейся со смоченной поверхности технологических конвейеров и пола, $W_{см} = 0,8 \cdot 10^{-2}$ кг/с. Количество влаги, поступающей от рабочих, $W_{л} = 0,56 \cdot 10^{-2}$ кг/с (см. пример 38). Составить тепловой и влажностный балансы сырьевого отделения для теплового и холодного периодов.

При составлении теплового и влажностного балансов кондиционируемых помещений предварительно рассчитанные количества теплоты и влаги, поступающие от различных источников, заносят в таблицу, в которой указывают источники, направление и значение поступлений (знак «+» в случае притока теплоты

или влаги и знак «—» в случае потерь теплоты или влаги) в теплый и холодный периоды (табл. 2).

Таблица 2

Источники поступления теплоты и влаги	Теплый период		Холодный период	
	Поступ- ление теп- лоты, кВт	Поступление влаги, кг/с	Поступ- ление теп- лоты, кВт	Поступление влаги, кг/с
Ограждающие конструкции	34,3	—	—80,8	—
Солнечная радиация	42,2	—	—	—
Продукт	—49,81	—	—49,81	—
Рабочие	25,2	$0,56 \cdot 10^{-2}$	25,2	$0,56 \cdot 10^{-2}$
Электродвигатели технологи- ческого оборудования	48	—	48	—
Осветительные приборы	—	—	12	—
Смоченная поверхность обо- рудования и пола	—	$0,8 \cdot 10^{-2}$	—	$0,8 \cdot 10^{-2}$
Итого	99,89	$1,36 \cdot 10^{-2}$	—45,41	$1,36 \cdot 10^{-2}$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. План камер созревания сыров сыродельного завода, расположенного в г. Ярославле, приведен на рис. 7. Созревание сыра осуществляется с применением двух режимов: I — $t_{н1} = 15^\circ \text{C}$, $\varphi_{н1} = 80\%$ (режим «теплой» обработки); II — $t_{н1} = 15^\circ \text{C}$, $\varphi_{н1} = 85\%$ (режим «холодной» обработки).

Рассчитать количество теплоты и влаги, поступающих в теплый и холодный периоды через конструкции, ограждающие камеры 1, 2, 3 и 4, если наружная стена 1 обращена на восток.

2. В камерах созревания сыров (см. рис. 7) постоянно работают электропогрузчики: в камерах 3 и 4 — по одному, в камерах 1 и 2 — по два. Рассчитать количество теплоты и влаги, поступающих от людей, работающих на электропогрузчиках, если выполняемую ими работу можно отнести к работе средней тяжести, а также количество теплоты, поступающей от электродвигателей погрузчиков, если мощность электродвигателя погрузчика $N_{эл} = 1,5 \text{ кВт}$.

3. В камерах созревания сыров (см. рис. 7) размещены пятиярусные контейнеры: в камерах 3 и 4 — 447, в камерах 1 и 2 — 894. Сред-

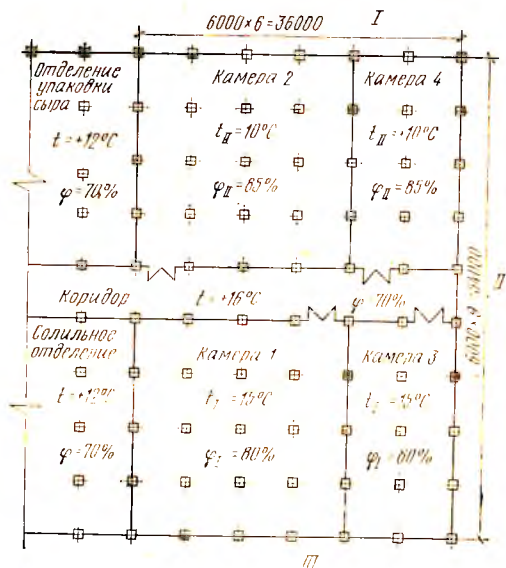


Рис. 7. План камер созревания сыров сыродельного завода

няя масса продукта на одном контейнере 320 кг. Начальная температура сыра, поступающего в камеру 1, равна 24°C , в камеру 2— 15°C , в камеру 3— 10°C , в камеру 4— 15°C . Рассчитать количество теплоты и влаги, поступающих в камеры от продукта, если скорость движения воздуха $\omega=0,2$ м/с, атмосферное давление $p_0=99,325$ кПа, продолжительность созревания в камерах 1 и 2—20 сут, а в камерах 3 и 4—10 сут.

4. Параметры воздуха в помещении составляют в теплый период $t_{нТ}=24^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_{нТ}=60\%$ и в холодный — $t_{нХ}=20^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_{нХ}=45\%$. Дверь помещения открывается в коридор. Средние параметры воздуха в коридоре следующие: $t_{кор}=22^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{кор}=60\%$. Определить, в какое время года будет происходить поступление теплоты и влаги, а в какое — потери теплоты и влаги, возникающие вследствие инфильтрации воздуха при открывании двери и через неплотности дверного проема.

5. В туннеле для сушки клея производительностью $G_{пр}=0,1$ кг/с начальная влажность продукта $W_{пр1}=99\%$, конечная $W_{пр2}=53\%$. Рассчитать количество испаренной влаги, а также количество теплоты, необходимой на ее испарение, если $t=80^{\circ}\text{C}$ и $t_{пр}=20^{\circ}\text{C}$.

6. В секции универсальной термокамеры на тележках подвешены батоны вареных колбас общей массой $G_{пр}=1250$ кг. Масса тележек $G_{тел}=660$ кг. Начальная температура продукта $t_{пр1}=8^{\circ}\text{C}$. В термокамере продукт подвешивается подсушке при $t_1=60^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_1=20\%$, обжарке при $t_2=80^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_2=50\%$, варке при $t_3=80^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_3=85\%$, а также охлаждению при $t_4=20^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_4=85\%$. Температура поверхности продукта в конце каждого процесса равна температуре воздуха по мокрому термометру, а температуры центра продукта составляют $t_{ц1}=20^{\circ}\text{C}$, $t_{ц2}=50^{\circ}\text{C}$, $t_{ц3}=72^{\circ}\text{C}$ и $t_{ц4}=40^{\circ}\text{C}$. Продолжительность обработки: $\tau_1=10$ мин, $\tau_2=20$ мин, $\tau_3=60$ мин, $\tau_4=30$ мин, $p_0=101,325$ кПа. Рассчитать количество теплоты, необходимой на нагревание продукта и транспортных средств при подсушке, обжарке и варке, а также количество теплоты, отводимой при охлаждении.

7. Рассчитать усушку вареных колбас (массой $G_{пр}=1000$ кг) при охлаждении их воздухом, если скорость его движения $\omega=1$ м/с. Поток воздуха направлен вдоль колбасных батонов; средняя масса батона равна 1 кг, а диаметр — 50 мм (см. условие вопроса 6).

8. В цехе производства технических продуктов установлены два горизонтальных котла для вытопки технического жира вместимостью $1,5$ м³, два отцеживателя вместимостью $0,88$ м³, пресс для отжима жира из шквары, два отстойника для жира вместимостью $0,5$ м³, насос с электродвигателем $N_{эл}=1,5$ кВт, трубопровод горячей воды, имеющий диаметр $d=200$ мм и длину $l=10$ м, температура наружной поверхности которого равна 45°C . Котлы оборудованы электродвигателями мощностью $N_{эл}=15$ кВт, пресс — электродвигателем мощностью $N_{эл}=6$ кВт. Температура воздуха в цехе $t_в=25^{\circ}\text{C}$. Цех обслуживают три человека. Рассчитать количество теплоты, поступающей от нагретых поверхностей оборудования (с учетом справочных данных, приведенных в учебнике), от нагретой поверхности трубопровода, от электродвигателей оборудования с учетом коэффициента одновременности их работы, равного $0,7$, а также количество теплоты и влаги, поступающих от людей, учитывая, что они выполняют работу средней тяжести.

9. В шпательном чане объемом $V=3$ м³ поддерживается постоянная температура воды $t=65^{\circ}\text{C}$. Параметры воздуха в цехе следующие: $t_в=24^{\circ}\text{C}$, $\varphi_в=60\%$. Площадь открытой поверхности чана $F_{отк}=3$ м². Скорость движения воздуха над поверхностью воды $\omega=0,15$ м/с (воздух движется вдоль поверхности). Атмосферное давление $p_0=99,325$ кПа. Рассчитать количество влаги, испарившейся с поверхности чана, количество теплоты, поступающей в воздух с водяными парами, количество явной теплоты, переносимой в воздух помещения конвекцией, количество теплоты, отдаваемой поверхностью воды излучением, количество теплоты, поступающей от нагретых поверхностей чана, общее количество теплоты, поступающей в воздух помещения.

10. В обеденном зале столовой на 100 посадочных мест количество теплоты, поступающей через ограждения $Q_{огр\tau} = 16$ кВт, $Q_{огр\chi} = 7,5$ кВт; вследствие инфильтрации воздуха через наружные и внутренние ограждения $Q_{инф\tau} = 12$ кВт; от искусственного освещения $Q_{осв} = 4,5$ кВт. Количество влаги, поступающей с инфильтрующимся воздухом, $W_{инф\tau} = 0,55 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Температура воздуха в обеденном зале $t_a = 22^\circ\text{C}$. Рассчитать количество теплоты и влаги, поступающих от людей, количество теплоты и влаги, поступающих от обедов, если от каждого обеда поступает явной теплоты 10 Вт, скрытой 10 Вт, общее количество теплоты ΣQ и влаги ΣW , поступающих в обеденный зал в теплый и холодный периоды.

III. РАСЧЕТЫ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПО ВОЗДУХУ

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ КОНДИЦИОНИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Пример 44. В табл. 3 приведены данные теплового и влажностного балансов основных кондиционируемых помещений колбасного завода Липецкого мясокомбината, рассчитанных для теплового и холодного периодов года. Рассчитать тепловлажностные коэффициенты кондиционируемых помещений для теплового и холодного периодов.

Таблица 3

Помещение	Общее количество теплоты ΣQ , кВт		Общее количество влаги ΣW , кг/с	
	Теплый период	Холодный период	Теплый период	Холодный период
Сырьевое отделение	3,0	—4,6	$6,44 \cdot 10^{-3}$	$5,33 \cdot 10^{-3}$
Машинный зал	22,14	1,3	$4,8 \cdot 10^{-3}$	$4,42 \cdot 10^{-3}$
Шприцовочное отделение	15,7	2,95	$5,1 \cdot 10^{-3}$	$5,1 \cdot 10^{-3}$
Сушильная камера для полукопченых колбас	3,58	3,58	$3,47 \cdot 10^{-3}$	$3,47 \cdot 10^{-3}$
Сушильная камера для сырокопченых колбас	2,1	—4,3	$1,36 \cdot 10^{-3}$	$1,36 \cdot 10^{-3}$
Сушильная камера для свинокопченостей	6,4	—6,2	$6,36 \cdot 10^{-3}$	$6,36 \cdot 10^{-3}$

Тепловлажностные коэффициенты (в кДж/кг) кондиционируемых помещений для теплового ϵ_τ и холодного периодов ϵ_χ определяем по формулам

$$\epsilon_\tau = \frac{\Sigma Q_\tau}{\Sigma W_\tau},$$

$$\epsilon_\chi = \frac{\Sigma Q_\chi}{\Sigma W_\chi},$$

где ΣQ_t , ΣQ_x — общее количество теплоты, поступающей в помещение в теплый и холодный периоды года, кВт; ΣW_t , ΣW_x — общее количество влаги, поступающей в помещение в теплый и холодный периоды года, кг/с.

Подставляем в формулы данные, приведенные в табл. 3, и рассчитываем:

для сырьевого отделения

$$\epsilon_r = 465,84 \text{ кДж/кг}; \epsilon_x = -863,04 \text{ кДж/кг};$$

для машинного зала

$$\epsilon_r = 4612,5 \text{ кДж/кг}; \epsilon_x = 380,12 \text{ кДж/кг};$$

для шприцовочного отделения

$$\epsilon_r = 3078,4 \text{ кДж/кг}; \epsilon_x = 578,43 \text{ кДж/кг};$$

для сушильной камеры полукопченых колбас

$$\epsilon_r = \epsilon_x = 1031,7 \text{ кДж/кг};$$

для сушильной камеры сырокопченых колбас

$$\epsilon_r = 1544,1 \text{ кДж/кг}; \epsilon_x = -3161,8 \text{ кДж/кг};$$

для сушильной камеры свинокопченостей

$$\epsilon_r = 1006,3 \text{ кДж/кг}; \epsilon_x = -974,8 \text{ кДж/кг}.$$

Из приведенных данных следует, что основные производственные помещения мясоперерабатывающего производства характеризуются избыточными выделениями влаги в течение всего года, т. е. ΣW_t и ΣW_x имеют положительные значения. Это объясняется поступлением влаги из смежных помещений в связи с тем, что температура в них выше, чем температура воздуха в кондиционируемых помещениях, со смоченных поверхностей технологического оборудования и полов (смоченность полов помещений для обвалки, жиловки и измельчения мяса, изготовления фарша и шприцевания колбас составляет не менее 60...80%) и от перерабатываемого сырья в результате испарения влаги с поверхности мяса, фарша и колбасных батонов, так как парциальное давление водяного пара у поверхности продукта в большинстве случаев выше парциального давления водяного пара, содержащегося в воздухе кондиционируемых помещений.

Сушильные камеры для колбас и свинокопченостей также характеризуются избыточными поступлениями влаги в воздух помещений, так как технологический процесс, осуществляемый в этих помещениях, предназначен для удаления влаги из продукта, количество которой задано технологическими нормами.

Из приведенных данных следует также, что в теплый период кондиционируемые помещения характеризуются избыточными поступлениями теплоты (ΣQ_t всегда со знаком «+»). В холодный период помещения имеют избыточные поступления теплоты (ΣQ_x со знаком «+»), если наружные ограждающие конструкции отсутствуют. Это объясняется относительно низкими темпе-

ратурами кондиционируемых помещений ($t_b = 12^\circ\text{C}$) и вследствие этого поступлением теплоты через ограждающие конструкции за счет разности между температурой внутреннего воздуха и температурой смежных помещений. При этом поступления теплоты через ограждающие конструкции $\Sigma Q_{\text{огр}_x}$ превышают потери теплоты $\Sigma Q_{\text{пр}}$, которые возникают при переработке охлажденного мяса (расчет потерь теплоты при переработке охлажденного мяса приведен в примере 33). При наличии наружных ограждающих конструкций помещения характеризуются в большинстве случаев потерями теплоты, т. е. ΣQ_x имеют знак «—», так как $\Sigma Q_{\text{огр}_x}$ и $\Sigma Q_{\text{пр}}$ отрицательны.

Из сказанного следует, что в теплый период тепловлажностные коэффициенты кондиционируемых помещений имеют положительные значения ($\epsilon_t > 0$), так как ΣQ_t и ΣW_t положительны. В холодный период тепловлажностные коэффициенты также положительны ($\epsilon_x > 0$), если помещения не имеют наружных ограждающих конструкций, и отрицательны ($\epsilon_x < 0$) при наличии в помещении наружных ограждающих конструкций, так как ΣQ_x со знаком «—», а ΣW_x — со знаком «+».

В отличие от помещений мясоперерабатывающих цехов в основных технологических помещениях производства пищевых и технических жиров, технических продуктов, мясных и молочных консервов, молочных продуктов и сыров тепло- и влагопритоки от перерабатываемых продуктов положительны, т. е. $\Sigma Q_{\text{пр}}$ и $\Sigma W_{\text{пр}}$ имеют знак «+». Теплопритоки через ограждающие конструкции так же, как и для помещений мясоперерабатывающего производства, в теплый период имеют знак «+», а в холодный — знак «+» или «—» в зависимости от наличия наружных ограждающих конструкций. Следовательно, общие поступления теплоты в указанные помещения и тепловлажностные коэффициенты в теплый период положительны, а в холодный — положительны или отрицательны в зависимости от знака ΣQ_x .

Таким образом, данные теплового и влажностного балансов, а также значения тепловлажностных коэффициентов кондиционируемых помещений позволяют установить характер процессов, имеющих место в помещениях. Кроме того, с учетом указанных данных рассчитывают количество циркулирующего воздуха, необходимого для удаления из помещений избыточных поступлений теплоты и влаги (производительность системы кондиционирования по воздуху), выбирают способ обработки воздуха в целях поддержания заданных параметров микроклимата в помещениях, подбирают оборудование и определяют размеры кондиционирующих устройств.

Пример 45. Для условий примера 34 рассчитать тепловлажностный коэффициент и построить луч процесса изменения состояния воздуха в камере хранения яиц, если количество теплоты, поступающей через ограждающие конструкции камеры в

Общее количество теплоты, поступающей в камеру, $\Sigma Q = Q_{пр} = 0,53$ кВт, а общее количество влаги $\Sigma W = 1,62 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 10^{-5} = 3,62 \cdot 10^{-5}$ кг/с. Следовательно, тепловлажностный коэффициент $\varepsilon = 14640$ кДж/кг.

Пример 46. В камере созревания сыров производительностью $G_{\text{пр}} = 0,0314$ кг/с общее количество теплоты, поступающей в теплый и холодный периоды, соответственно составляет $\Sigma Q_{\text{т}} = 22,6$ кВт, $\Sigma Q_{\text{х}} = -8,8$ кВт. Общее количество влаги, поступающей в теплый период, равно общему количеству влаги, поступающей в холодный период, и составляет 7% производительности камеры. Рассчитать тепловлажностный коэффициент для теплого и холодного периодов.

40

$$\Sigma W_r = \Sigma W_x = 0,07 \cdot 0,0314 = 0,0022 \text{ кг/с};$$

$$\epsilon_r = \frac{22,6}{0,0022} = +10273 \text{ кДж/кг};$$

$$\epsilon_x = \frac{-8,8}{0,0022} = -4000 \text{ кДж/кг}.$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПО ВОЗДУХУ

Пример 47. Для условий примера 46 определить параметры приточного воздуха, а также производительность системы кондиционирования по воздуху, если температура внутреннего воздуха $t_b = 10^\circ\text{C}$, относительная влажность $\varphi_b = 80\%$, атмосферное давление $p_b = 99,325 \text{ кПа}$.

На $\mathcal{U}-d$ -диаграмму наносим точку, характеризующую параметры внутреннего воздуха ($t_b = 10^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 80\%$).

При определении параметров приточного воздуха, подаваемого системой кондиционирования в помещение, предварительно в заданной точке B строим луч процесса, тепловлажностный коэффициент которого $\epsilon_r = 10273 \text{ кДж/кг}$ (рис. 9). Построение луча осуществляем аналогично построению, описанному в примере 45. На луче $\epsilon_r = 10273 \text{ кДж/кг}$ находим точку P_r , температура которой характеризуется изотермой t_{n_r} . Значение температуры t_{n_r} рассчитываем исходя из заданного значения разности между температурами $\Delta t_p = t_b - t_{n_r}$, где Δt_p — рабочая разность между температурой внутреннего воздуха и температурой приточного воздуха, подаваемого в помещение. Рабочую разность между температурами для камер созревания сыров рекомендуется принимать $1,5 \dots 4^\circ\text{C}$ (в зависимости от способа воздухораспределения). Задаемся $\Delta t_p = 2^\circ\text{C}$. Тогда $t_{n_r} = 10 - 2 = 8^\circ\text{C}$.

Для найденной точки P_r , характеризующей параметры приточного воздуха, графически находим, что $\mathcal{U}_{n_r} = 21,6 \text{ кДж/кг}$, $d_{n_r} = 5,4 \text{ г/кг}$.

Полезную производительность системы кондиционирования по воздуху L (в кг/с) рассчитываем, исходя из уравнения теплового баланса помещения для теплого периода

$$L = \frac{\Sigma Q_r}{\Delta \mathcal{U}_{p_r}},$$

где ΣQ_r — общее количество теплоты, поступающей в кондиционируемое помещение в теплый период, кВт; $\Delta \mathcal{U}_{p_r}$ — рабочая разность между энтальпиями внутреннего и приточного воздуха для теплого периода, кДж/кг.

Рабочую разность между энтальпиями определяем по формуле

$$\Delta \mathcal{I}_{p_r} = \mathcal{I}_n - \mathcal{I}_{n_r},$$

где $\mathcal{I}_n$ — энтальпия внутреннего воздуха, кДж/кг.

По данным приложения III [4], при $t_n = 10^\circ\text{C}$ и $\phi_n = 80\%$ $\mathcal{I}_n = 25,67$ кДж/кг.

Следовательно, $\Delta \mathcal{I}_{p_r} = 25,67 - 21,6 = 4,07$ кДж/кг. На рис. 9 разность между энтальпиями $\Delta \mathcal{I}_{p_r}$ изображена графически.

Подставляя известные значения, находим, что $L = 5,55$ кг/с.

Зная L и ΣQ_x , рассчитываем рабочую разность между энтальпиями для холодного периода

$$\Delta \mathcal{I}_{p_x} = \frac{\Sigma Q_x}{L} = \frac{-8,8}{5,55} = -1,59 \text{ кДж/кг},$$

откуда

$$\mathcal{I}_{n_x} = \mathcal{I}_n + \Delta \mathcal{I}_{p_x} = 25,67 + 1,59 = 27,26 \text{ кДж/кг}.$$

На пересечении луча процесса с тепловлажностным коэффициентом $\varepsilon_x = -4000$ кДж/кг и изоэнтальпы $\mathcal{I}_{n_x} = 27,26$ кДж/кг лежит точка P_x (см. рис. 9), характеризующая параметры приточного воздуха для холодного периода.

Полную производительность системы кондиционирования по воздуху L_n (в кг/с) рассчитываем с учетом коэффициента $K_{\text{пот}}$:

$$L_n = K_{\text{пот}} L.$$

Если кондиционер установлен внутри обслуживаемого помещения или соединен с помещением стальными оцинкованными или пластмассовыми воздуховодами, общая протяженность которых не превышает 50 м, то $K_{\text{пот}} = 1$. В случаях, когда протяженность воздуховодов (приточных и рециркуляционных) превышает 50 м, а также в случаях, когда воздуховоды выполнены из других материалов, $K_{\text{пот}} = 1,15$.

Принимаем $K_{\text{пот}} = 1,15$ и находим, что $L_n = 6,38$ кг/с.

Расчетное значение L_n представляет собой массовую производительность системы по воздуху. Подбор кондиционеров осуществляют по объемной производительности V (в $\text{м}^3/\text{с}$):

$$V = \frac{L_n}{\rho_n},$$

где ρ_n — плотность приточного воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

По приложению I при температуре приточного воздуха $t_{n_r} = 8^\circ\text{C}$ и расчетном атмосферном давлении $p_b = 99,325$ кПа $\rho_n = 1,233$ $\text{кг}/\text{м}^3$.

Подставляя значения $L_n = 6,38$ кг/с и $\rho_n = 1,233$ $\text{кг}/\text{м}^3$, получаем, что $V = 5,17$ $\text{м}^3/\text{с}$.

Учитывая расчетное значение объемной производительности V , по каталогам на кондиционеры или приложениям VI, VII подбирают кондиционер. При этом учитывают также заданные условия тепло- и холодоснабжения проектируемой системы кондиционирования. Если задано, что проектируемая система будет подключена к центральной установке тепло- и холодоснабжения данного предприятия, а также в случае отсутствия автономных кондиционеров необходимой производительности по воздуху выбирают неавтономный кондиционер соответствующей производительности по воздуху. Если известно, что проектируемая система кондиционирования должна быть оборудована индивидуальной холодильной машиной или не может быть подключена к центральной установке тепло- и холодоснабжения (нежелательно подключение к центральной установке в связи с дальностью расстояния и др.), то выбирают автономный кондиционер.

Из данных, приведенных в приложении VII, следует, что автономные кондиционеры на такую объемную производительность по воздуху ($5,17 \text{ м}^3/\text{с}$) серийно не выпускаются. Следовательно, можно выбрать два автономных шкафных кондиционера производительностью по воздуху $2,78 \text{ м}^3/\text{с}$ или один неавтономный секционный кондиционер производительностью по воздуху $5,56 \text{ м}^3/\text{с}$ (приложение VI).

При подборе кондиционера необходимо учитывать потери напора подаваемого воздуха в системе кондиционирования, способ воздушораспределения и заданную скорость движения воздуха в рабочей зоне. Поэтому, как правило, окончательный подбор кондиционера (кондиционеров) осуществляют после расчета системы воздушораспределения.

Пример 48. В теплоизолированном туннеле для сушки сырокопченых колбас $\Sigma Q_T = \Sigma Q_x = 0$; $\Sigma W_T = \Sigma W_x = 0,16 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с}$. Рекомендуемый режим сушки: $t_b = 12^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 75\%$. Рабочая разность между температурами $\Delta t_p = 2^\circ\text{C}$. Атмосферное давление $p_0 = 99,325 \text{ кПа}$. Рассчитать производительность системы кондиционирования по воздуху.

Так как $\Sigma Q = 0$, $\epsilon_T = \epsilon_x = \epsilon = 0$. Луч процесса с тепловлажностным коэффициентом $\epsilon = 0$ совпадает с изоэнтальпой $\mathcal{I}_b = 28,83 \text{ кДж/кг}$. Точка пересечения луча процесса с изотермой $t_n = t_b + \Delta t_p = 12 + 2 = 14^\circ\text{C}$ представляет собой точку П (см. рис. 10), характеризующую параметры приточного воздуха ($t_n = 14^\circ\text{C}$, $\mathcal{I}_n = \mathcal{I}_b = 28,83 \text{ кДж/кг}$, $d_n = 5,84 \text{ г/кг}$).

Расчет производительности системы кондиционирования по воздуху осуществляем, исходя из уравнения влажностного баланса, так как поступление теплоты отсутствует:

$$L = \frac{\Sigma W}{\Delta d_p} 10^3,$$

где Δd_p — рабочая разность между влагосодержаниями внутреннего и приточного воздуха, г/кг.

Учитывая значения $\Sigma W = 0,16 \cdot 10^{-2}$ кг/с, $d_v = 6,66$ г/кг при $t_v = 12^\circ\text{C}$ и $\varphi_v = 75\%$, $d_n = 5,84$ г/кг и принимая $K_{пот} = 1,05$, рассчитываем массовую производительность по воздуху: полезную

$$L = \frac{0,16 \cdot 10^3}{10^2 (6,66 - 5,84)} = 1,95 \text{ кг/с;}$$

полную

$$L_n = 1,05 \cdot 1,95 = 2,05 \text{ кг/с.}$$

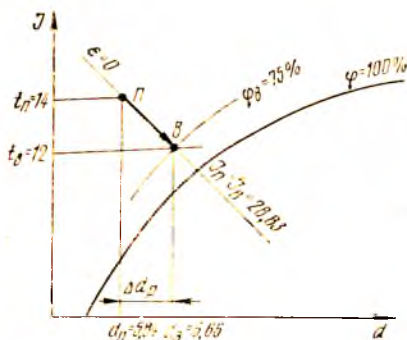


Рис. 10. К примеру 48

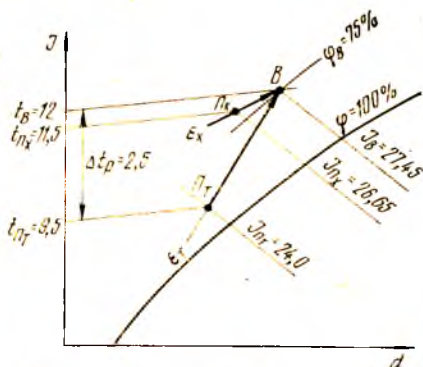


Рис. 11. К примеру 49

Затем по приложению I находим, что при $p_0 = 99,325$ кПа и $t = 14^\circ\text{C}$ плотность приточного воздуха $\rho_n = 1,207$ кг/м³. Учитывая L_n и ρ_n , рассчитываем объемную производительность системы кондиционирования по воздуху

$$V = \frac{2,05}{1,207} = 1,7 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Пример 49. В отделении предварительного измельчения мяса и составления рецептов, расположенном на мясокомбинате мощностью 100 т переработки мяса в смену, параметры внутреннего воздуха следующие: $t_v = 12^\circ\text{C}$, $\varphi_v = 70\%$. Расчетное атмосферное давление $p_0 = 101,325$ кПа. Суммарные поступления теплоты и влаги в теплый и холодный периоды составляют соответственно $\Sigma Q_t = 32$ кВт, $\Sigma Q_x = 3,6$ кВт, $\Sigma W_t = 0,31 \cdot 10^{-2}$ кг/с, $\Sigma W_x = 0,2 \cdot 10^{-2}$ кг/с. Рабочая разность между температурами $\Delta t_p = 2,5^\circ\text{C}$. Определить параметры приточного воздуха в теплый и холодный периоды и производительность системы кондиционирования по воздуху, а также подобрать кондиционер, учитывая, что он будет подключен к центральной системе тепло- и холодоснабжения предприятия.

Предварительно рассчитываем значения тепловлажностных коэффициентов:

$$\epsilon_r = \frac{\sum Q_r}{\sum W_r} = \frac{32}{0,31 \cdot 10^{-2}} = 10322 \text{ кДж/кг};$$

$$\epsilon_x = \frac{\sum Q_x}{\sum W_x} = \frac{8,6}{0,2 \cdot 10^{-2}} = 4300 \text{ кДж/кг}.$$

После построения лучей процесса с тепловлажностным коэффициентом ϵ_r и ϵ_x находим местоположение точки P_r (рис. 11). Графически определяем, что $\mathcal{I}_{n_r} = 24$ кДж/кг. Следовательно, параметры точки P_r составляют $t_{n_r} = 9,5^\circ\text{C}$, $\mathcal{I}_{n_r} = 24$ кДж/кг.

Производительность системы по воздуху рассчитываем с учетом $\mathcal{I}_b = 27,45$ кДж/кг, $K_{\text{пот}} = 1,15$ и $\rho_p = 1,241$ кг/м³ (приложение I):

$$L = \frac{32}{27,45 - 24} = 9,275 \text{ кг/с};$$

$$L_n = 9,275 \cdot 1,15 = 10,66 \text{ кг/с};$$

$$V = \frac{10,66}{1,241} = 8,59 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Учитывая, что кондиционер будет подключен к центральной системе тепло- и холодоснабжения, по приложению VI подбираем неавтономный секционный кондиционер КТЦ-31,5 производительностью по воздуху $V = 8,75$ м³/с.

Энтальпию приточного воздуха $\mathcal{I}_{n_x}$ находим с помощью уравнения теплового баланса помещения для холодного периода:

$$\Delta \mathcal{I}_{p_x} = \frac{\sum Q_x}{L} = \frac{8,6}{8,75 \cdot 1,241} = 0,8 \text{ кДж/кг};$$

$$\mathcal{I}_{n_x} = \mathcal{I}_n - \Delta \mathcal{I}_{p_x} = 27,45 - 0,8 = 26,65 \text{ кДж/кг}.$$

Точка пересечения изоэнтальпы $\mathcal{I}_{n_x} = 26,65$ кДж/кг с лучом $\epsilon_x = 4300$ кДж/кг (точка P_x) характеризует параметры приточного воздуха, подаваемого в помещение в холодный период. Графически определяем температуру $t_{n_x} = 11,5^\circ\text{C}$.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Пример 50. Для условий примера 49 рассчитать количество наружного воздуха, подаваемого системой кондиционирования, если в отделении предварительного измельчения мяса и составления рецептов на постоянных рабочих местах находится 60 человек.

Количество наружного воздуха, подаваемого системой кондиционирования, V_n (в кг/с) рассчитываем по формуле

$$V_n = V_{n_1} n_d,$$

где V_n — количество наружного воздуха, рекомендуемое санитарными нормами на одного работающего, $\text{м}^3/\text{с}$.

Санитарными нормами на одного человека рекомендуется подавать наружный воздух в количестве $0,0056 \dots 0,011 \text{ м}^3/\text{с}$ в зависимости от объема помещения, приходящегося на одного работающего. В помещениях с неприятными запахами указанное количество наружного воздуха можно увеличить до $0,019 \text{ м}^3/\text{с}$.

Принимаем $V_n = 0,011 \text{ м}^3/\text{с}$ и получаем, что $V_n = 0,66 \text{ м}^3/\text{с}$.

В процентном отношении к общему объему воздуха, подаваемого системой кондиционирования, V_n составляет:

$$V_n = \frac{0,66}{8,75} 100 = 7,54\% \text{ от } V.$$

Обычно полученное значение V_n сравнивают с V'_n , учитывающим количество воздуха, проникающего через неплотности приемного клапана кондиционера при полностью закрытом его положении и работающем вентиляторе. В основном количество наружного воздуха, проникающего через неплотности приемного клапана, составляет $5 \dots 10\%$ общего количества воздуха, подаваемого системой кондиционирования, и зависит от его конструкции и площади поперечного сечения. Принимаем, что V'_n составляет 10% общего количества воздуха, т. е. $V'_n = 0,875 \text{ м}^3/\text{с}$.

Так как $V'_n > V_n$, окончательно принимаем, что в данной системе кондиционирования при общем объеме воздуха $V = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$ циркулирует наружный воздух в количестве $0,875 \text{ м}^3/\text{с}$.

Следовательно, количество внутреннего (рециркуляционного) воздуха $V_{\text{рец}}$ равно $7,875 \text{ м}^3/\text{с}$ ($8,75 - 0,875$).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для условий примера 44 определить параметры приточного воздуха, подаваемого в сырьевое отделение, машинный зал и шприцовочное отделение, в теплый и холодный периоды, а также производительность систем кондиционирования по воздуху, обслуживающих указанные помещения, если рекомендуемые параметры внутреннего воздуха для всех помещений $t_n = 12^\circ\text{C}$, $\phi_n = 70\%$, а рабочая разность между температурами для всех помещений $\Delta t_p = 2,5^\circ\text{C}$.

2. Для условий примера 44 вычислить параметры приточного воздуха, подаваемого в сушильные камеры для полукопченых колбас, сырокопченых колбас и свинокопченостей, в теплый и холодный периоды, производительность системы кондиционирования по воздуху, обслуживающей одновременно все сушильные камеры, а также количество воздуха, подаваемого в каждую сушильную камеру, если рекомендуемые параметры воздуха при сушке колбас и свинокопченостей $t_n = 14^\circ\text{C}$ и $\phi_n = 75\%$, рабочая разность между температурами для сушильной камеры сырокопченых колбас $\Delta t_p = 0,5 \dots 1^\circ\text{C}$, а для камер полукопченых колбас и свинокопченостей не должна превышать 3°C .

3. Для условий вопроса 2 определить, как изменится производительность системы кондиционирования по воздуху, а также количество воздуха, подаваемого в каждую сушильную камеру, если рабочую разность между температурами для сушильной камеры сырокопченых колбас увеличить в 2 раза,

а поступление теплоты в сушильные камеры будет отсутствовать (идеальные условия сушки).

4. В отделении охлаждения вареных субпродуктов производительностью $G_{\text{пр}} = 1 \text{ кг/с}$ поддерживаются следующие параметры воздуха: $t_{\text{в}} = 10^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{в}} = 85\%$. Средняя начальная температура субпродуктов $t_{\text{нр}} = 60^\circ\text{C}$, а средняя конечная $t_{\text{кр}} = 30^\circ\text{C}$. Теплопотери через ограждающие конструкции $Q_{\text{отг}} = 3 \text{ кВт}$. Рассчитать тепловлажностный коэффициент луча процесса, характеризующего изменение состояния воздуха, если в отделении постоянно находятся два человека, количество теплоты, поступающей от осветительных приборов, $q_{\text{осв}} = 3 \text{ Вт/м}^2$, площадь пола $F_{\text{п}} = 144 \text{ м}^2$, мощность электродвигателя транспортера $N_{\text{эл}} = 5 \text{ кВт}$, усушка продукта $\Delta g = 0,8\%$, а также параметры приточного воздуха и производительность системы кондиционирования по воздуху, если рекомендуемая рабочая разность между температурами $\Delta t_{\text{р}} = 3,5^\circ\text{C}$.

5. Для условий примера 44 рассчитать количество наружного воздуха, подаваемого системами кондиционирования в сырьевое отделение, машинный зал и шприцовочное отделение, если в указанных помещениях работают соответственно 35, 9 и 32 человека. При выполнении расчета принять, что количество наружного воздуха, поступающего через неплотности приемных клапанов кондиционеров, не превышает 7%.

6. В осадочной камере для вареных колбас поддерживаются температура $t_{\text{в}} = 6^\circ\text{C}$ и относительная влажность $\varphi_{\text{в}} = 85\%$. Количество явной теплоты, поступающей в камеру, $\Sigma Q_{\text{я}} = 30 \text{ кВт}$; количество влаги $\Sigma W = 0,2 \text{ кг/с}$, рекомендуемая рабочая разность между температурами $\Delta t_{\text{р}} = 4 \dots 6^\circ\text{C}$. Определить производительность системы кондиционирования по воздуху и подобрать кондиционер, если система является децентрализованной.

7. Туннель для термической обработки вареных колбас характеризуется следующими данными по количеству теплоты и влаги, поступающих в режиме подсушки: при диаметре колбасных батонов, равном 50 мм, $\Sigma Q_1 = -18 \text{ кВт}$, $\Sigma W_1 = 6,67 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$; при диаметре колбасных батонов, равном 80 мм, $\Sigma Q_{11} = -24 \text{ кВт}$, $\Sigma W_{11} = 36 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$. Определить, как изменится рабочая разность между температурами при обработке указанных видов продукта, если количество циркулирующего воздуха остается неизменным, а его параметры $t_{\text{в}} = 60^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{в}} = 30\%$; рекомендуемая рабочая разность между температурами $\Delta t_{\text{р}} = 4 \dots 8^\circ\text{C}$, $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$.

8. В сушильной камере поддерживается следующий режим изотермической сушки колбас: I стадия — $t_{\text{нI}} = 12^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{нI}} = 90\%$, $\Delta t_{\text{рI}} = 12^\circ\text{C}$, II стадия — $t_{\text{нII}} = 12^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{нII}} = 80\%$, $\Delta t_{\text{рII}} = 1,5^\circ\text{C}$; III стадия — $t_{\text{нIII}} = 12^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{нIII}} = 70\%$, $\Delta t_{\text{рIII}} = 1^\circ\text{C}$; IV стадия — $t_{\text{нIV}} = 12^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{нIV}} = 60\%$, $\Delta t_{\text{рIV}} = 0,5^\circ\text{C}$. Определить производительность системы кондиционирования по воздуху на каждой стадии сушки, если среднее значение тепловлажностного коэффициента в течение всего процесса остается постоянным и равным 5000 кДж/кг; среднее количество теплоты, поступающей в камеру на каждой стадии процесса, остается также постоянным и равным 6 кВт; атмосферное давление $p_6 = 101,325 \text{ кПа}$.

9. Система кондиционирования предназначена для подачи приточного воздуха в помещения I и II. В помещении I поддерживаются температура $t_{\text{нI}} = 17^\circ\text{C}$ и относительная влажность $\varphi_{\text{нI}} = 70\%$, в помещении II — температура $t_{\text{нII}} = 22^\circ\text{C}$ и влагосодержание $d_{\text{нII}} = d_{\text{нI}}$. Тепловлажностные коэффициенты лучей процессов, характеризующих изменение состояния воздуха в помещениях I и II, $\epsilon_1 = 0$ и $\epsilon_{11} = 0$, рабочая разность между температурами $\Delta t_{\text{рI}}$ и $\Delta t_{\text{рII}} = 2^\circ\text{C}$. Определить параметры приточного воздуха для помещений и производительность системы кондиционирования по воздуху, если массовый расход воздуха, подаваемого в помещение II, в 1,5 раза меньше, чем массовый

расход воздуха, подаваемого в помещение I, а количество влаги $\Sigma W_1 = 0,01$ кг/с.

10. В холодильной камере размерами $12 \times 18 \times 6$ м для хранения окороков необходимо поддерживать температуру воздуха $t_n = 2^\circ\text{C}$ и относительную влажность $\phi_n = 85\%$. Продолжительность хранения $\tau_{\text{хр}} = 6$ сут. Удельная нагрузка камеры $q_v = 0,5$ т/м³. Начальная температура продукта, поступающего на хранение, $t_{\text{нр}} = 30^\circ\text{C}$. Рассчитать, как изменяется производительность системы кондиционирования по воздуху, и подобрать кондиционер для поддержания заданных параметров воздуха в камере, пользуясь данными приложений VI и VII, если количество влаги, теряемой продуктом в первые сутки, $\Delta g_1 = 0,6\%$ массы продукта, во вторые сутки $\Delta g_{11} = 0,3\%$, в третьи $\Delta g_{111} = 0,15\%$, в четвертые $\Delta g_{1111} = 0,1\%$, в пятые $\Delta g_v = 0,08\%$, в шестые $\Delta g_{v1} = 0,05\%$; количество теплоты, поступающей от продукта, неравномерно во времени. Неравномерность характеризуется поправочным коэффициентом a , учитывающим различие между действительным поступлением теплоты и средним значением. Величина коэффициента a соответственно равна: $a_1 = 2,2$; $a_{11} = 1,75$; $a_{111} = 1,1$; $a_{1111} = 0,6$; $a_v = 0,25$; $a_{v1} = 0,1$. Количество теплоты, поступающей от посторонних источников, в 2 раза больше среднего количества теплоты, поступающей от продукта, а количество влаги, поступающей от посторонних источников, составляет 15% среднего количества влаги, поступающей от продукта; рабочая разность между температурами $\Delta t_n = 2^\circ\text{C}$; расчетное атмосферное давление $p_6 = 100$ кПа.

IV. РАСЧЕТЫ И ПОДБОР УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА

ФИЛЬТРЫ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

Пример 51. Центральный секционный кондиционер обслуживает помещение для упаковки готовых порошков, получаемых заводом медицинских препаратов, который расположен на территории мясокомбината. В помещение необходимо подавать только наружный воздух, остаточная концентрация пыли в котором должна составлять не более $0,001$ мг/м³. Определить, соответствует ли фильтр, комплектно поставляемый с центральным кондиционером, требованию к остаточной концентрации пыли в воздухе и в случае необходимости подобрать фильтр, удовлетворяющий заданному требованию.

Из приложений VIII и IX следует, что в состав центральных секционных кондиционеров входит сетчатый фильтр ФС (масляный самоочищающийся) или рулонный фильтр с объемным нетканым материалом ФР.

При использовании сетчатого фильтра возможен вынос паров масла с очищенным воздухом. Поэтому фильтр этого типа не может устанавливаться в кондиционерах, обслуживающих производственные помещения завода медицинских препаратов.

Остаточную концентрацию пыли в воздухе при обработке его в рулонном фильтре $g_{\text{ост}}$ (в мг/м³) определяем по формуле

$$g_{\text{ост}} = g_{\text{нач}} \eta_{\text{эф}},$$

где $g_{\text{нач}}$ — начальная концентрация пыли в воздухе, мг/м³ (табл. 4); $\eta_{\text{эф}}$ — средняя степень очистки воздуха в рулонном фильтре (коэффициент эффективности), относительные единицы (табл. 5).

Таблица 4

Степень загрязнения атмосферного воздуха	Среднесуточная концентрация атмосферной пыли, $\text{мг}/\text{м}^3$	Характеристика местности
Чистый	До 0,15	Сельские местности и непромышленные города
Слабо загрязненный	До 0,5	Жилые районы и омыленных городов
Сильно загрязненный	До 1 ... 3	Индустриальные районы промышленных городов
Чрезмерно загрязненный	Свыше 3	Территории промышленных предприятий

Таблица 5

Фильтры	Средняя степень очистки воздуха фильтрующим материалом (коэффициент эффективности фильтра), %	Максимальная пылеемкость фильтрующего материала, $\text{г}/\text{м}^2$
Сетчатые (масляные самоочищающиеся), металлические сетки, капроновые сетки	80	Свыше 1000
Тканые, гофрированные металлические сетки	85	700 ... 1000
Рулонные с материалом ФСВУ и ФР, панельные с материалом ФРНК	90	500 ... 700
Рулонные с материалом ФР	93	300 ... 500
Электрические	96	100 ... 300
С синтетическими волокнистыми материалами; ячейковые фильтры с материалом ФП	99	До 100

Примечание. При концентрации пыли в воздухе перед ячейковыми фильтрами с материалом ФП не более $0,15 \text{ мг}/\text{м}^3$ средняя степень очистки воздуха составляет 99,99%.

По табл. 4 принимаем начальную концентрацию пыли в наружном воздухе $g_{\text{нач}} = 1 \text{ мг}/\text{м}^3$. По табл. 5 находим, что для рулонных фильтров с объемным нетканым материалом ФР средняя степень очистки воздуха от пыли $\eta_{\text{эф1}} = 90\%$. Учитывая значения $g_{\text{нач}}$ и $\eta_{\text{эф1}}$, находим, что $g_{\text{сет1}} = 0,1 \text{ мг}/\text{м}^3$. Следовательно, комплектно поставляемый с центральным секционному кондиционером рулонный фильтр не обеспечивает необходимую степень очистки воздуха от пыли, так как в условии примера задано, что остаточная концентрация пыли в воздухе должна быть не более $0,001 \text{ мг}/\text{м}^3$.

На основании данных табл. 6 выбираем ячейковый фильтр с фильтрующим материалом ФП, характеризующийся средней

степенью очистки воздуха $\eta_{эф} = 99\%$, и рассчитываем остаточную концентрацию пыли в воздухе, очищенном в этом фильтре

$$g_{ост2} = 0,1 - 0,1 \cdot 0,99 = 0,001 \text{ мг/м}^3.$$

Полученное значение остаточной концентрации пыли в воздухе удовлетворяет заданному требованию. При этом необходимо учесть, что воздух предварительно очищается сначала в рулонном, а затем в ячейковом фильтре. Следовательно, дополнительно с комплектно поставляемым рулонным фильтром необходимо смонтировать ячейковый фильтр с фильтрующим материалом ФП. Как правило, ячейковые фильтры с материалом ФП предназначены для окончательной очистки воздуха от пыли и микроорганизмов. В связи с этим скорость движения воздуха в таких фильтрах составляет не более $0,2 \text{ м/с}$, а удельная воздушная нагрузка обычно не превышает $0,05 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$. Поэтому для очистки больших количеств воздуха, циркулирующего в центральных кондиционерах ($V \geq 2,78 \text{ м}^3/\text{с}$), необходима дополнительная фильтрующая установка, состоящая из нескольких параллельно и последовательно размещенных ячейковых фильтров.

Пример 52. Для условий примера 51 определить необходимую площадь фильтрующей поверхности ячейковых фильтров, а также их количество, учитывая, что производительность по воздуху центрального секционного кондиционера равна $5,56 \text{ м}^3/\text{с}$.

Площадь фильтрующей поверхности F_{ϕ} рассчитываем по формуле

$$F_{\phi} = \frac{V}{V_{\phi}},$$

где V_{ϕ} — удельная воздушная нагрузка, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$.

Удельная воздушная нагрузка для наиболее распространенных фильтров с фильтрующим материалом ФП составляет $0,043 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ (табл. 6).

Таблица 6

Фильтры	Площадь фильтрующей поверхности, м^2	Удельная воздушная нагрузка, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$
Ячейковые с фильтрующим материалом ФП	9	0,043
	16,1	0,043
	17,5	0,043
	21	0,043
	26,3	0,043

Подставляя известные данные, рассчитываем $F_{\phi} = 129,3 \text{ м}^2$, а количество ячейковых фильтров составляет

$$n_{\phi} = \frac{F_{\phi}}{F_{\phi_1}} = \frac{129,3}{16,1} = 8 \text{ шт.},$$

где F_{ϕ_1} — площадь фильтрующей поверхности одного ячейкового фильтра, м² (по табл. 6 $F_{\phi_1} = 16,1$ м²).

Для того чтобы ячейковые фильтры разместить в центральном секционном кондиционере, необходима фильтр-камера (рис. 12), в которой размещены установочные рамы для крепления фильтров, а также перемычки, обеспечивающие равномерную воздушную нагрузку на фильтры.

Таким образом, монтаж фильтр-камеры с ячейковыми фильтрами в центральном секционном кондиционере после рулонного фильтра позволяет обеспечить степень очистки подаваемого воздуха, при которой остаточная концентрация пыли равна 0,001 мг/м³.

Пример 53. Для условий примера 51 определить среднюю степень очистки воздуха от пыли при обработке его в рулонном и ячейковых фильтрах, т. е. общий коэффициент эффективности двухступенчатой очистки $\eta_{эф1-2}$.

Общий коэффициент эффективности двухступенчатой очистки воздуха от пыли $\eta_{эф1-2}$ (в долях единицы) рассчитываем по формуле

$$\eta_{эф1-2} = \eta_{эф1} + \eta_{эф2} - \eta_{эф1} \eta_{эф2}.$$

Учитывая значения коэффициента эффективности рулонного фильтра с объемным нетканым материалом ФР $\eta_{эф1} = 0,9$ и коэффициента эффективности ячейкового фильтра с фильтрующим материалом ФП $\eta_{эф2} = 0,99$, получаем, что $\eta_{эф1-2} = 0,999$.

Пример 54. Для условий примеров 51 и 52 определить продолжительность работы фильтров до их регенерации, если помещение работает в одну смену ($\tau = 8$ ч).

Продолжительность работы фильтра до регенерации τ_{ϕ} (в сутках) определяем по формуле

$$\tau_{\phi} = M_{n\max} / M_{n\text{сут}},$$

где $M_{n\max}$ — максимальная пылеемкость фильтра, г/м²; $M_{n\text{сут}}$ — количество пыли, оседающей на 1 м² площади фильтрующей поверхности в сутки, г/м².

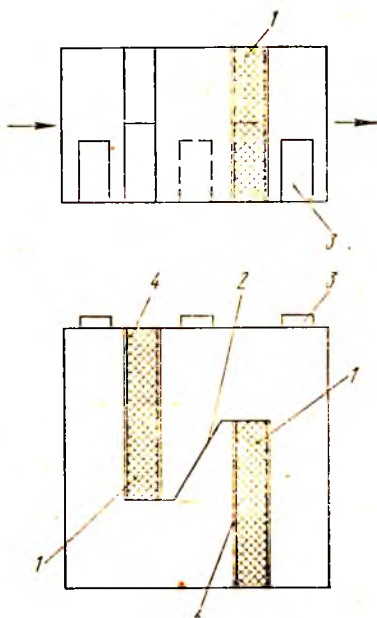


Рис. 12. Схема фильтр-камеры:

1 — фильтр; 2 — перемычка; 3 — дверца; 4 — установочная рама

Максимальная пылеемкость рулонного фильтра с объемным нетканым материалом ФР $M_{и\max} = 700 \text{ г/м}^2$ (см. табл. 5), а ячейкового фильтра с фильтрующим материалом ФП $M_{и\max} = 10 \text{ г/м}^2$ [20].

Количество пыли, оседающей на 1 м^2 площади фильтрующей поверхности в сутки, определяем по формуле

$$M_{и\text{сут}} = g_{\text{нач}} V_{\text{ф}} \eta_{\text{эф}} \tau_{\text{сут}},$$

где $\tau_{\text{сут}}$ — продолжительность работы фильтра в сутки, с ($\tau_{\text{сут}} = 8 \cdot 3600 = 28800 \text{ с}$).

Для определения $M_{и\text{сут}}$ предварительно рассчитываем удельную воздушную нагрузку на рулонный фильтр:

$$V_{\text{ф}_1} = \frac{V}{F_{\text{ф}_1}},$$

где $F_{\text{ф}_1}$ — площадь фильтрующей поверхности рулонного фильтра, м^2 .

Из данных приложения VIII следует, что ширина фильтрующей поверхности равна $1,655 \text{ м}$, а высота — $1,253 \text{ м}$ ($1,655 \times 1,253$ — размеры живого сечения для прохода воздуха в центральном секционном кондиционере производительностью по воздуху $5,56 \text{ м}^3/\text{с}$). Кроме того, из данных приложения VIII следует, что общая длина фильтрующего полотна рулонного фильтра в 4 раза превышает высоту живого сечения, что позволяет путем перемещения полотна четыре раза обновлять поверхность без замены рулонного фильтра. Следовательно, площадь фильтрующей поверхности рулонного фильтра равна $8,3 \text{ м}^2$ ($1,655 \times 1,253 \times 4$).

Подставляя в формулу значения $V = 5,56 \text{ м}^3/\text{с}$ и $F_{\text{ф}_1} = 8,3 \text{ м}^2$, находим, что $V_{\text{ф}_1} = 0,67 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$.

Рассчитываем $M_{и\text{сут}_1}$:

для рулонного фильтра

$$M_{и\text{сут}_1} = 1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,67 \cdot 0,9 \cdot 28800 = 17,37 \text{ г/м}^2 \text{ в сутки};$$

для ячейковых фильтров

$$M_{и\text{сут}_2} = 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,043 \cdot 8 \cdot 0,99 \cdot 28800 = 0,98 \text{ г/м}^2 \text{ в сутки}$$

Подставляем известные значения $M_{и\max}$ и $M_{и\text{сут}}$ и рассчитываем продолжительность работы фильтров до регенерации:

для рулонного фильтра

$$\tau_{\text{ф}_1} = \frac{700}{17,37} = 40,3 \text{ сут};$$

для ячейковых фильтров

$$\tau_{\text{ф}_2} = \frac{10}{0,98} = 10,2 \text{ сут}.$$

Таким образом, регенерация фильтрующего материала должна осуществляться примерно через 40 сут для рулонного фильтра и через 10 сут для ячеяковых.

Пример 55. Остаточная концентрация пыли в воздухе, подаваемом в отделение предварительного измельчения мяса и составления рецептов, не должна превышать $0,1 \text{ мг/м}^3$. Отделение обслуживается центральным секционным кондиционером. Определить тип фильтра для очистки воздуха от пыли.

Центральные секционные кондиционеры комплектуются сетчатыми фильтрами ФС (масляными, самоочищающимися) или рулонными фильтрами ФР. По табл. 5 находим, что средняя степень очистки воздуха для сетчатых фильтров равна 80%, а для рулонных — 90%. Затем рассчитываем остаточную концентрацию пыли в воздухе, обработанном в сетчатом ($g_{\text{ост}} = 0,2 \text{ мг/м}^3$) и рулонном фильтрах ($g_{\text{ост}} = 0,1 \text{ мг/м}^3$).

Требуемое значение остаточной концентрации пыли достигается в рулонном фильтре ФР, поэтому следует оборудовать кондиционер этим типом фильтра. Необходимо помнить, что остаточная концентрация пыли в воздухе рассчитана из условия, что кондиционер работает на одном наружном воздухе. Обычно такой режим работы кондиционеров, обслуживающих производственные помещения мясоперерабатывающего производства, используется только в переходное время года (от зимнего к летнему и от летнего к зимнему). В остальное время года кондиционеры указанных производственных помещений работают на смеси наружного и внутреннего воздуха. При этом начальная концентрация пыли, содержащейся в смеси воздуха, будет меньше. Следовательно, остаточная концентрация пыли в воздухе, подаваемом в помещение, также будет меньше.

Пример 56. В туннеле для сушки сырокопченых колбас начальная концентрация пыли в воздухе, поступающем в кондиционер, в начальной стадии сушки, когда на поверхности колбасных батонов имеется загрязнение в виде твердых частиц сажи, выпавших из дымовоздушной смеси при копчении, равна $0,5 \text{ мг/м}^3$. Необходимая остаточная концентрация твердых частиц в воздухе не должна превышать $0,1 \text{ мг/м}^3$. Туннель обслуживается шкафным автономным кондиционером КТА1-6,3. Определить, удовлетворяет ли фильтр кондиционера заданным требованиям к степени очистки воздуха.

Автономные шкафные кондиционеры серии КТА1 комплектуются устройствами для очистки воздуха от пыли, которые состоят из нескольких рядов металлической сетки, предназначенной для предварительной очистки, и фильтра, представляющего собой слой объемного нетканого материала (коэффициент эффективности 70%). Общий коэффициент эффективности такого устройства равен 85% (см. приложение VII).

Рассчитываем остаточную концентрацию пыли в воздухе, обработанном в таком устройстве, и находим, что $g_{\text{ост}} = 0,075 \text{ мг/м}^3$.

Следовательно, входящее в состав кондиционера устройство для очистки воздуха от пыли обеспечивает заданное значение остаточной концентрации пыли в воздухе, подаваемом в камеру для сушки колбас.

Пример 57. Используя условие примера 56, рассчитать продолжительность $\tau_{\text{ф}}$ работы устройства для очистки воздуха от пыли до регенерации, если производительность кондиционера по воздуху равна $1,75 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для определения продолжительности $\tau_{\text{ф}}$ необходимо знать максимальную пылеемкость фильтра $M_{\text{и макс}}$ и количество пыли, оседающей на 1 м^2 площади фильтрующей поверхности в сутки $M_{\text{и сут}}$.

Для расчета $M_{\text{и макс}}$ воспользуемся данными, приведенными в табл. 5. Фильтры, характеризующиеся коэффициентом эффективности $\eta_{\text{эф}} = 85\%$, имеют максимальную пылеемкость в диапазоне $700 \dots 1000 \text{ г/м}^2$. Принимаем, что $M_{\text{и макс}} = 1000 \text{ г/м}^2$.

Для определения $M_{\text{и сут}}$ предварительно рассчитываем

$$V_{\text{ф}} = \frac{1,75}{0,6} = 2,92 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2),$$

где $0,6$ — площадь фильтрующей поверхности устройства для очистки воздуха от пыли (площадь поперечного сечения канала для подачи воздуха в кондиционер), м^2 .

Учитывая, что в режиме сушки колбас кондиционер работает круглосуточно, находим

$$M_{\text{и сут}} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2,92 \cdot 0,85 \cdot 24 \cdot 3600 = 107,22 \text{ г/м}^2;$$

$$\tau_{\text{ф}} = \frac{1000}{107,22} = 9,3 \text{ сут.}$$

Продолжительность работы фильтра рассчитана, исходя из условия максимальной запыленности воздуха, которой характеризуется начальная стадия сушки. По мере очистки циркулирующего воздуха концентрация пыли в нем уменьшается, и по истечении времени $\tau_{\text{ф}}$, начальная концентрация пыли в воздухе не будет превышать $0,075 \text{ мг/м}^3$, если сушильную камеру дополнительно не загружают продуктом. Следовательно, регенерацию устройства для очистки воздуха от пыли можно осуществлять один раз перед началом каждого цикла сушки (продолжительность цикла сушки сырокопченых колбас составляет $15 \dots 30$ сут).

Пример 58. Отделение производства технических продуктов мясокомбината обслуживается центральным секционным кондиционером, работающим по прямоточной схеме обработки воздуха. Очистка воздуха от пыли в кондиционере осуществляется сетчатым фильтром ФС. Начальная концентрация пыли в воздухе 1 мг/м^3 . Определить продолжительность работы фильтра меж-

ду циклами замены масла, а также годовой расход масла, если кондиционер работает по 8 ч в сутки, а его производительность по воздуху $17,5 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для определения продолжительности работы сетчатых фильтров между циклами замены масла (продолжительности их работы до очистки) необходимо предварительно знать максимальную пылеемкость фильтра и количество пыли, оседающей на фильтрующих панелях за сутки.

Максимальную пылеемкость сетчатых фильтров обычно рассчитывают из условия, что она не превышает 10...15% массы масла, заливаемого в ванну фильтра. Из приложения IX находим, что масса масла, заливаемого в ванну фильтра центрального секционного кондиционера производительностью по воздуху $17,5 \text{ м}^3/\text{с}$, равна 526,5 кг (585 л масла). Принимаем, что

$$M_{\text{п макс}} = 0,1 M_{\text{масла}} = 52,65 \text{ кг.}$$

Затем рассчитываем количество пыли, оседающей на фильтрующих панелях за сутки

$$M_{\text{п сут}} = 0,001 \cdot 17,5 \cdot 0,8 \cdot 8 \cdot 3600 = 403,2 \text{ г.}$$

Пыль, которая оседает на фильтрующих панелях, смывается в ванну фильтра. Учитывая, что ежедневно с фильтрующих панелей фильтра в ванну поступает 403,2 г пыли и максимальное количество пыли в масле может составлять 52650 г, находим

$$\tau_{\text{ф}} = \frac{52650}{403,2} = 130,6 \text{ сут.}$$

По прошествии этого времени масло должно быть заменено. Следовательно, срок замены масла составляет 130,6 сут. Использование механизма удаления шлама позволяет удлинить этот срок в 2—3 раза. Однако вместе с удаляемым шламом частично теряется масло, масса которого примерно равна массе пыли. При каждом удалении шлама теряется 52,65 кг масла, которые необходимо добавлять в ванну. Если принять, что шлам удаляют 3 раза в год, то для данного фильтра требуется дополнительно ежегодно масла в количестве $157,95 \text{ кг}$ ($52,65 \times 3$), а общий годовой расход масла составляет $684,45 \text{ кг}$ ($526,5 + 157,95$).

Масло, используемое в фильтрах для очистки воздуха от пыли, рекомендуется подвергать очистке путем отстоя и фильтрования через каждые 3—4 мес. Следовательно, циклы удаления шлама, очистки использованного масла путем отстоя и фильтрования, а также добавления свежего масла можно совместить и выполнять через каждые 130 сут.

Обычно максимальная продолжительность использования нефтяных масел при выдерживании рекомендуемых сроков их очистки составляет 2 года. По истечении указанного срока необходимо полностью заменить использованное масло на свежее.

В данном примере не учтены потери масла в результате его испарения и замасливания циркулирующего воздуха.

Пример 59. Для условий примера 58 определить потери масла в результате замасливания воздуха в сетчатом фильтре центрального секционного кондиционера.

При использовании обычных нефтяных масел (висцинового, индустриального, трансформаторного и т. п.) удельные потери масла в результате его испарения и частичного выноса с циркулирующим воздухом (замасливание воздуха) в среднем составляют $0,02 \text{ мг/м}^3$ [20]. Учитывая производительность кондиционера по воздуху $V = 17,5 \text{ м}^3/\text{с}$ и его одноменную работу, потери масла в сутки $G_{\text{пм}}$ (в г) рассчитываем по формуле

$$G_{\text{пм}} = g_{\text{зм}} V \cdot 8 \cdot 3600 = 0,02 \cdot 10^{-3} \cdot 17,5 \cdot 8 \cdot 3600 = 10,08 \text{ г},$$

где $g_{\text{зм}}$ — удельные потери масла в результате испарения и выноса с воздухом, г/м^3 .

Годовые потери масла составляют

$$G_{\text{пм}} = 10,08 \cdot 300 = 3024 \text{ г} = 3,024 \text{ кг}.$$

При отключенном кондиционере также имеют место потери масла в результате его частичного испарения в ванне. Но они являются очень незначительными и ими можно пренебречь.

Применяя полиметилсилоксановые жидкости ВМС-200, которые практически не испаряются, вместо нефтяных масел, можно избавиться от замасливания воздуха и потерь масла вследствие испарения.

Пример 60. Рукавный тканевый фильтр со встряхивающим механизмом установлен в вытяжном воздуховоде сушильной башни для производства сухого молока. Определить аэродинамическое сопротивление фильтра, если количество воздуха, проходящего через единицу поверхности фильтра в единицу времени (удельная воздушная нагрузка), $V_{\text{ф}} = 0,043 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$ [4].

Теоретический расчет сопротивления рукавных фильтров сложен.

Аэродинамическое сопротивление рукавных фильтров со встряхивающим механизмом можно определить с помощью эмпирической зависимости

$$\Delta p_{\text{ф}} = (108 + 252 V_{\text{ф}})^{1,32},$$

где $\Delta p_{\text{ф}}$ — аэродинамическое сопротивление, Па.

Учитывая $V_{\text{ф}} = 0,043 \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$, получаем, что $\Delta p_{\text{ф}} = 538 \text{ Па}$.

Пример 61. Циклон для очистки воздуха, удаляемого из цеха кормовых и технических продуктов, оборудован улиточным раскручивателем. Коэффициент местного сопротивления такого циклона $\xi_{\text{ц}} = 3,9$. Рекомендуемая скорость движения воздуха в циклоне $\omega_{\text{ц}} = 3 \text{ м/с}$. Определить аэродинамическое сопротивление циклона, если температура воздуха $t_{\text{в}} = 30^\circ\text{C}$, а атмосферное давление $p_0 = 101,325 \text{ кПа}$.

Аэродинамическое сопротивление циклона $\Delta p_{\text{ц}}$ (в Па) определяем по формуле

$$\Delta p_{\text{ц}} = \xi_{\text{ц}} \frac{\rho \omega_{\text{ц}}^2}{2},$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³ (по приложению I при $t_n = 30^\circ\text{C}$, $\rho = 1,165$ кг/м³).

Находим, что $\Delta p_{\text{ц}} = 20,45$ Па.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ЗАПАХОВ, ГАЗОВ И МИКРООРГАНИЗМОВ

Пример 62. В помещении предубойного содержания скота выделяется углекислый газ в количестве 0,12 г/с. Предельно допустимая концентрация углекислого газа в воздухе $g_{\text{доп}} = 1,86$ г/м³. Определить необходимое количество наружного воздуха, подаваемого в помещение, для доведения концентрации углекислого газа до предельно допустимой, если концентрация углекислого газа в нем $g_{\text{нач}} = 0,74$ г/м³.

Количество наружного воздуха, подаваемого в помещение и необходимого для понижения концентрации углекислого газа до предельно допустимой, $V_{\text{в}}$ (в м³/с) можно определить по уравнению

$$V_{\text{в}} = \frac{G_{\text{г}}}{g_{\text{доп}} - g_{\text{нач}}},$$

где $G_{\text{г}}$ — количество газов, выделяемых в помещении, г/с.

Откуда $V_{\text{в}} = 0,11$ м³/с.

Пример 63. В сушильной камере для сырокопченых колбас размерами $12 \times 12 \times 4,8$ м необходимо установить бактерицидные облучатели мощностью 100 Вт. Определить количество облучателей и их суммарную мощность, если известно, что один облучатель указанной мощности обеспечивает бактерицидную обработку воздуха в помещении объемом до 60 м³ [4].

Необходимое количество бактерицидных облучателей $n_{\text{обл}}$ рассчитываем по формуле

$$n_{\text{обл}} = \frac{12 \cdot 12 \cdot 4,8}{60} = 11,52.$$

Принимаем к установке 12 облучателей. Зная мощность одного облучателя, находим, что суммарная мощность устанавливаемых в сушильной камере бактерицидных облучателей $N_{\text{обл}} = 1200$ Вт = 1,2 кВт.

Пример 64. В камере размораживания мясных полутуш вместимостью $G_{\text{м}} = 45$ т необходимо осуществить бактерицидную обработку воздуха. Определить количество бактерицидных ламп, если рекомендуемая норма мощности ультрафиолетового облу-

чения, приходящейся на 1 м^2 площади пола камер размораживания мяса, 2 Вт, а мощность одной бактерицидной лампы 15 Вт.

Для расчета необходимого количества бактерицидных ламп предварительно находим площадь камеры размораживания и общую мощность бактерицидных ламп.

Площадь камеры $F_{\text{кам}}$ рассчитываем по формуле

$$F_{\text{кам}} = \frac{G_{\text{м}}}{g_{\text{м}}} \eta_{\text{пр}},$$

где $g_{\text{м}}$ — средняя норма загрузки мясных полутуш, кг/м^2 ($g_{\text{м}} = 225 \text{ кг/м}^2$); $\eta_{\text{пр}}$ — коэффициент, который учитывает площадь, занимаемую проходами для загрузки и выгрузки мяса ($\eta_{\text{пр}} = 0,9$).

Откуда $F_{\text{кам}} = 180 \text{ м}^2$.

Следовательно, общая мощность бактерицидных ламп $N_{\text{лам}} = 2 \cdot 180 = 360 \text{ Вт}$.

Зная мощность одной лампы, находим $n_{\text{лам}} = 360 : 15 = 24$ шт.

Пример 65. Рекомендуемая концентрация озона в камере холодильного хранения пищевых продуктов $g_{\text{оз}} = 5 \text{ мг/м}^3$. Продолжительность бактерицидной обработки воздушной среды озоном $\tau_{\text{обр}} = 10 \text{ ч}$. Объем камеры $V = 2000 \text{ м}^3$. Кратность циркуляции воздуха $n_{\text{ц}} = 3,6 \text{ ч}^{-1}$. Определить количество озона, необходимого для однократной бактерицидной обработки воздушной среды в камере.

Количество озона $G_{\text{оз}}$ (в г) рассчитываем по формуле

$$G_{\text{оз}} = g_{\text{оз}} V n_{\text{ц}} \tau_{\text{обр}}.$$

Находим $G_{\text{оз}} = 360 \text{ г}$.

Пример 66. Продолжительность размораживания мясных полутуш, направляемых на производство полуфабрикатов, равна 50 ч. Определить количество циклов озонирования воздуха в течение процесса размораживания, если время, необходимое для получения заданной концентрации озона, $\tau_1 = 1 \text{ ч}$, время, необходимое для озонирования, $\tau_2 = 4 \dots 8 \text{ ч}$ при рекомендуемой концентрации озона $g_{\text{оз}} = 10 \dots 20 \text{ мг/м}^3$.

Количество циклов озонирования $n_{\text{ц}}$ определяем по формуле

$$n_{\text{ц}} = \frac{\tau_{\text{разм}}}{\tau_{\text{оз}}},$$

где $\tau_{\text{разм}}$ — продолжительность размораживания, ч ($\tau_{\text{разм}} = 50 \text{ ч}$); $\tau_{\text{оз}}$ — продолжительность цикла озонирования, ч.

Продолжительность цикла озонирования складывается из времени τ_1 , необходимого для получения заданной концентрации, времени τ_2 , рекомендуемого для озонирования, и времени полного распада озона τ_3 . Обычно принимают, что $\tau_3 = (2 \dots 4) \tau_2$. Задаемся, что $g_{\text{оз}} = 10 \text{ мг/м}^3$, тогда $\tau_2 = 8 \text{ ч}$. Принимаем, что $\tau_3 = 2 \tau_2 = 16 \text{ ч}$. Получаем, что продолжительность цикла озонирования $\tau_{\text{оз}} = 25 \text{ ч}$. Следовательно, количество циклов озонирования равно 2.

Пример 67. В камере хранения сыров вместимостью $G_{\text{сыр}} = 120$ т параметры воздушной среды следующие: температура $t_{\text{в}} = -4^{\circ}\text{C}$, относительная влажность $\varphi_{\text{в}} = 90\%$, скорость движения ω не более $0,2$ м/с. Продолжительность хранения продукта $\tau_{\text{хр}} = 4$ мес. Рекомендуемый режим озонирования камер хранения сыров при указанных параметрах воздушной среды: концентрация озона $g_{\text{оз}} = 5$ мг/м³, заданная концентрация озона достигается за время $\tau_1 = 1$ ч, продолжительность озонирования $\tau_2 = 4$ ч, полный распад озона после выключения озонатора наступает примерно через 16 ч ($\tau_3 = 4\tau_2$), периодичность озонирования $\Delta\tau_{\text{оз}} = 3$ сут. Определить количество озона, подаваемого в камеру за весь период хранения продукта, если кратность циркуляции воздуха $n_{\text{ц}} = 3$ ч⁻¹.

Предварительно рассчитываем количество циклов озонирования за весь период хранения продукта:

$$n_{\text{оз}} = \frac{\tau_{\text{хр}}}{\tau_{\text{оз}} + \Delta\tau_{\text{оз}}},$$

где $\tau_{\text{хр}}$ — продолжительность хранения продукта, сутки ($\tau_{\text{хр}} = 120$ сут).

Учитывая, что $\tau_{\text{оз}} = 21$ ч $= 0,875$ сут, получаем $n_{\text{оз}} = 31$ цикл.

Затем рассчитываем объем камеры хранения, учитывая, что условная норма загрузки 1 м³ грузового объема камеры при хранении сыров в деревянных ящиках $g_{\text{в}} = 0,4$ т, а коэффициент пересчета на условную емкость $K_{\text{пер}} = 0,8$:

$$V = \frac{G_{\text{сыр}}}{g_{\text{в}} K_{\text{пер}}} = \frac{120}{0,4 \cdot 0,8} = 375 \text{ м}^3.$$

Количество озона, подаваемого в камеру за весь период хранения продукта, составляет:

$$G_{\text{оз}} = g_{\text{оз}} V n_{\text{ц}} \tau_2 n_{\text{оз}} = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 375 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 31 = 697,5 \text{ г.}$$

Пример 68. Для условий примера 67 определить, как изменяются потери массы сыра при озонировании камеры хранения, если в неозонируемой камере потери массы равны $1,5\%$ от $G_{\text{сыр}}$, а в озонируемой они составляют 30% потерь массы, имеющих место в неозонируемой камере.

Потери массы сыра в камере хранения:
неозонируемой

$$\Delta G_{\text{неоз}} = \frac{\Delta g_{\text{неоз}} G_{\text{сыр}}}{100} = \frac{1,5 \cdot 120}{100} = 1,8 \text{ т;}$$

озонируемой

$$\Delta G_{\text{оз}} = \frac{\Delta g_{\text{оз}} \Delta G_{\text{неоз}}}{100} = \frac{30 \cdot 1,8}{100} = 0,54 \text{ т.}$$

Следовательно, уменьшение потерь массы сыра при хранении в результате периодического озонирования камеры равно $1,26$ т

(1,8—0,54), что обусловлено уменьшением отходов сыра вследствие ограничения их плесневения и уменьшения операций промывания, протирания и подсушивания, которые применяют при хранении в неозонируемой камере. Кроме того, выполнение этих операций требует значительных затрат ручного труда.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Подобрать фильтры для очистки наружного воздуха, подаваемого в цех производства костных жиров, если начальная концентрация пыли в воздухе $g_{нач}=1,5$ мг/м³, остаточная $g_{ост}=0,15$ мг/м³. Объем подаваемого воздуха $V=3,33$ м³/с.

2. Для условий примера 55 рассчитать продолжительность работы рулонного фильтра до регенерации, если производительность кондиционера по воздуху равна 8,75 м³/с, обслуживаемое помещение работает в две смены. При расчете площади фильтрующей поверхности рулонного фильтра необходимо учитывать данные приложения IX.

3. Для условий примера 56 определить коэффициент эффективности сетчатого фильтра для предварительной очистки воздуха от пыли.

4. Для условий примеров 56 и 57 найти аэродинамическое сопротивление устройства для очистки воздуха от пыли, если коэффициент его местного сопротивления $\xi=7,4$, температура воздуха $t=12^{\circ}\text{C}$, атмосферное давление $p_0=99,325$ кПа.

5. Для условий примера 58 рассчитать остаточную концентрацию пыли в воздухе, если в кондиционере установлен один масляный фильтр ФС, в кондиционере последовательно размещены два масляных фильтра ФС, а также продолжительность работы фильтра (фильтров) между циклами замены масла, если начальная концентрация пыли в воздухе станет равной 3 мг/м³, а производительность кондиционера по воздуху — 22,2 м³/с.

6. В эжекционном кондиционере-доводчике сетчатый фильтр предназначен для очистки вторичного воздуха, забираемого из помещения, и выполнен из капроновой сетки. Площадь фильтрующей поверхности 0,25 м², производительность кондиционера по вторичному воздуху 0,06 м³/с. Определить аэродинамическое сопротивление сетчатого фильтра, если оно описывается эмпирическим уравнением

$$\Delta p_{\text{ф}} = 0,0328 M_{\text{макс}}^{0,968} V_{\text{ф}}^2.$$

7. Из помещения удаляется воздух в количестве 10 м³/с. Перед выбросом в атмосферу он очищается от пыли в двух последовательно установленных циклонах. Коэффициент эффективности очистки каждого циклона $\eta_{\text{ф}}=0,6$. Рекомендуемая скорость движения воздуха в циклонах $\omega_{\text{ц}}=3,5$ м/с. Температура удаляемого воздуха $t=40^{\circ}\text{C}$. Атмосферное давление $p_0=101,325$ кПа. Начальная концентрация пыли в воздухе $g_{нач}=6$ мг/м³. Определить остаточную концентрацию пыли в воздухе, общий коэффициент эффективности очистки воздуха в циклонах, общее аэродинамическое сопротивление циклонов, если коэффициент местного сопротивления $\xi_{\text{ц}}=5,25$.

8. На рис. 13 приведена схема озонирования воздуха в камерах размораживания мяса, расположенных на мясоперерабатывающем комбинате производительностью 50 т мяса, перерабатываемого в сутки. Рассчитать количество озона, подаваемого в камеры, если вместимость каждой камеры размораживания $G_{\text{к}}=25$ т, общее количество камер равно 5 (две камеры работают в режиме размораживания, одна — в режиме хранения размороженного мяса, две остальные — в режиме загрузки и выгрузки мяса), количество воздуха, подаваемого в камеру, на 1 т мяса при размораживании $V_{\text{разм}}=0,2$ м³/с, а при хранении $V_{\text{хр}}=0,04$ м³/с, продолжительность процесса размораживания $\tau_{\text{разм}}=24$ ч, хранения — $\tau_{\text{хр}}=48$ ч, рекомендуемая концентрация озона, подаваемого при размораживании, $g_{\text{озразм}}=10$ мг/м³, а при

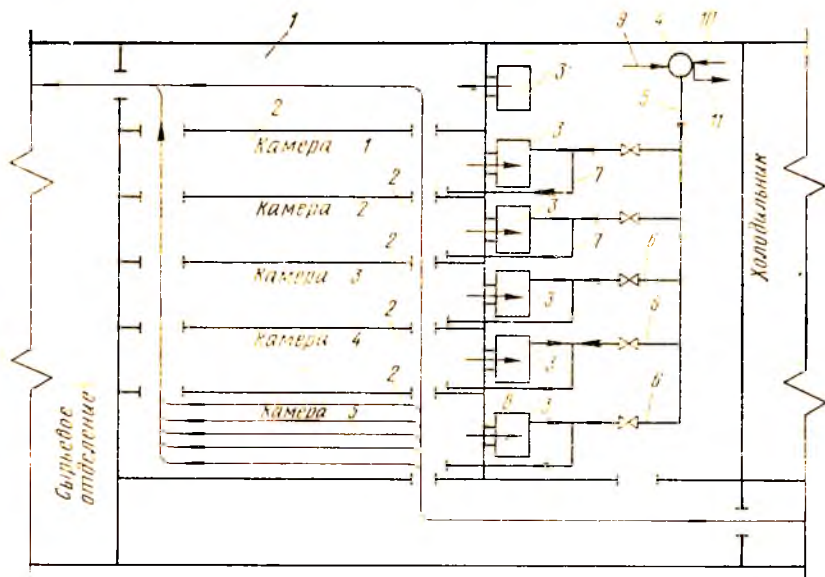


Рис. 13. Схема озонирования камер размораживания мясных полутош:

1 — камера зачистки туш; 2 — камера размораживания; 3 — нагревательно-увлажнительная установка; 4 — озонатор; 5 — общий трубопровод подачи озона; 6 — трубопровод подачи озона в приточный воздуховод; 7 — приточный воздуховод; 8 — рециркуляционный воздуховод; 9 — воздуховод для подачи сжатого воздуха в озонатор; 10 — трубопровод подачи водопроводной воды; 11 — трубопровод слива воды из озонатора

хранении $g_{\text{озхр}} = 1 \text{ мг/м}^3$, продолжительность озонирования при размораживании $\tau_{\text{разм}} = 2 \text{ ч}$, а при хранении $\tau_{\text{хр}} = 1 \text{ ч}$ (общая продолжительность озонирования при размораживании $\tau_{\text{озразм}} = 4 \text{ ч}$, а при хранении $\tau_{\text{озхр}} = 2 \text{ ч}$, продолжительность периода между циклами озонирования при хранении $\Delta\tau_{\text{озхр}} = 10 \text{ ч}$).

V. РАСЧЕТЫ И ПОДБОР УСТРОЙСТВ КОНТАКТНОГО ТИПА ДЛЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА КАМЕРЫ ОРОШЕНИЯ НЕАВТОНОМНЫХ СЕКЦИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ

В форсуночных камерах орошения тепловлажностная обработка воздуха осуществляется водой, разбрызгиваемой центробежными форсунками типов У-1 и ШФ-5/9.

Форсунки У-1 диаметром выходного отверстия 1,5 ... 6 мм обеспечивают тонкое, среднее и грубое распыление воды. Камеры орошения, оборудованные форсунками У-1, устанавливаются в неавтономных секционных кондиционерах серии КДА и КТ. Форсуночные камеры орошения КДА и КТ имеют два или три ряда форсунок по ходу движения воздуха (двух- и трехрядные камеры) [1, 4]. Плотность размещения форсунок во всех рядах одинакова. Ка-

меры предназначены для различных видов тепловлажностной обработки воздуха (для проведения процессов изохлальной увлажняющей, политропных процессов с повышением или понижением энтальпии обрабатываемого воздуха).

Форсунки ШФ-5/9 (широкофакельные) постоянного диаметра выходного отверстия $d_{\text{вых}} = 9$ мм служат для грубого распыления воды, что позволяет значительно уменьшить засоряемость форсунок и обеспечить их устойчивую работу даже при небольших давлениях воды ($p_w \geq 20$ кПа). Камеры орошения, оборудованные форсунками ШФ-5/9 (камеры ОКФ — оросительные форсуночные) и устанавливаемые во всех сериях секционных кондиционеров (КДА, КТ и КТЦ), имеют два ряда форсунок по ходу движения воздуха с различной плотностью их размещения в первом и втором рядах [1, 19]. В первом ряду по ходу движения воздуха форсунки осуществляют подачу воды в направлении, совпадающем с направлением движения воздушного потока, а во втором — в направлении, противоположном движению воздушного потока. Плотность размещения форсунок в первом ряду выше, чем во втором. Камеры предназначены для осуществления изохлальных и политропных процессов обработки воздуха водой.

Камеры орошения ОКФ выпускаются в двух исполнениях. В камерах первого исполнения плотность размещения форсунок ШФ-5/9 в первом ряду составляет от 16,55 до 18,6 шт./м²·ряд, а плотность размещения форсунок во втором ряду — от 12,1 до 14,25 шт./м²·ряд. В камерах второго исполнения плотность размещения форсунок в первом ряду 24,1 ... 27,2 шт./м²·ряд, а во втором ряду — 16,55 ... 19,4 шт./м²·ряд [1].

Техническая характеристика форсуночных камер орошения ОКФ приведена в приложениях VIII и IX.

Методика расчета форсуночных камер орошения КДА и КТ основана на предварительном выборе диаметра форсунок в зависимости от вида обработки воздуха, определения необходимого количества форсунок (подбора двух- или трехрядной камеры с соответствующей плотностью размещения форсунок), расчете количества воды, подаваемой в камеру, а также ее давления и температуры [1, 4].

Расчет форсуночных камер орошения ОКФ выполняют в зависимости от процессов обработки воздуха, осуществляемых в камерах.

При расчете форсуночных камер ОКФ, предназначенных для политропных процессов обработки воздуха, используют коэффициент E_a , характеризующий эффективность изохлальных процессов, универсальный коэффициент эффективности E' , а также коэффициент энтальпийной эффективности $a_{\text{энт}}$, которые связаны между собой уравнением

$$t_2 - t_1 = E_a (t_{w_1} - t_1) + 0,33 (1 - E_a/a_{\text{энт}}) (\mathcal{I}_2 - \mathcal{I}_1). \quad (11)$$

Уравнение (11) применяют при определении температуры t_{w_1} воды, если известны начальные и конечные параметры воздуха:

$$t_{w_1} = [(t_2 - t_1) - 0,33 (1 - E_a/a_{\text{энт}}) + E_a t_1] / E_a, \quad (12)$$

а также конечной температуры t_2 воздуха, если известна температура t_{w_1} воды.

В уравнение (11) входит коэффициент энтальпийной эффективности $a_{\text{энт}}$, который представляет собой отношение

$$a_{\text{энт}} = \frac{\mathcal{I}_2 - \mathcal{I}_1}{(\mathcal{I}_{\text{нас}_{w_1}} - \mathcal{I}_1) C}, \quad (13)$$

где $\mathcal{I}_{\text{нас}_{w_1}}$ — энтальпия насыщенного воздуха у поверхности воды при температуре t_{w_1} , кДж/кг; C — множитель;

$$C = 1 + 0,239 [0,003 (\mathcal{I}_{\text{нас}_{w_1}} - \mathcal{I}_1) - 0,0147 (\mathcal{I}_{\text{нас}_{w_1}} - 0,54)]. \quad (14)$$

Из формулы (13) следует, что за положительное направление теплового потока принято направление его от воды к воздуху.

Уравнение (13) служит также для определения конечной энтальпии воздуха:

$$J_2 = J_1 + (J_{\text{нас } w_1} - J_1) Ca_{\text{энт}}. \quad (15)$$

При расчете форсуночных камер ОКФ, предназначенных для политропных процессов обработки воздуха, используют также уравнения теплового баланса:

по воздуху

$$Q = V_2 (J_2 - J_1); \quad (16)$$

по воде

$$Q = Wc_w (t_{w_2} - t_{w_1}). \quad (17)$$

Расчет форсуночных камер ОКФ, предназначенных для изохалатных процессов обработки воздуха, выполняют с использованием только коэффициента эффективности E_a , зависящего от коэффициента орошения $B_{\text{ор}}$.

В уравнении (11) коэффициенты E_a и $a_{\text{энт}}$ характеризуются экспоненциальными зависимостями, графически представленными на рис. 14.

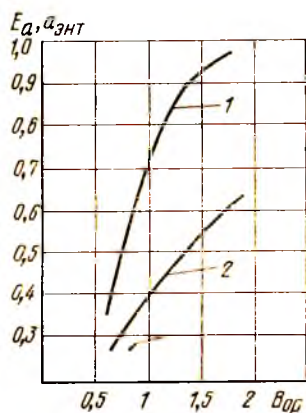


Рис. 14. Зависимость коэффициентов эффективности E_a (1) и $a_{\text{энт}}$ (2) от коэффициента орошения $B_{\text{ор}}$ для форсуночных камер орошения ОКФ

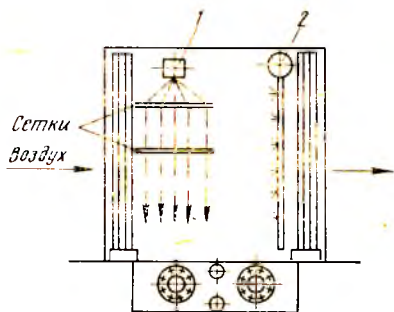


Рис. 15. Схема форсуночно-сетчатой камеры орошения ОКС:

1 — оросительная система для политропных процессов обработки воздуха; 2 — оросительная система для изохалатных процессов обработки воздуха

Форсуночно-сетчатые камеры орошения ОКС так же, как и форсуночные камеры орошения ОКФ, предназначены для изохалатных и политропных процессов. В состав этих камер входят две оросительные системы (рис. 15). Одна из них содержит один ряд форсунок, подающих воду в направлении, противоположном движению воздушного потока (противоточное движение воздуха и воды), и применяется только в режиме изохалатного увлажнения воздуха. Другая оросительная система содержит один ряд форсунок, установленных в верхней зоне камеры орошения (в горизонтальной плоскости) и осуществляющих подачу воды сверху вниз (перекрестное движение воздуха и воды). Причем для вторичного дробления капель воды, подаваемой из

горизонтально расположенных форсунок, в камере орошения установлено несколько рядов сеток. Оросительная система с форсунками, размещенными в верхней зоне камеры, предназначена для проведения политропных процессов обработки воздуха.

Для осуществления изохэнтальных процессов камеры орошения ОКС оборудованы угловыми центробежными форсунками УЦ6-5,5×5,5 диаметром выходного отверстия $d_{\text{вых}}=6$ мм, а для политропных — угловыми центробежными форсунками УЦ14-10×15 диаметром выходного отверстия $d_{\text{вых}}=14$ мм.

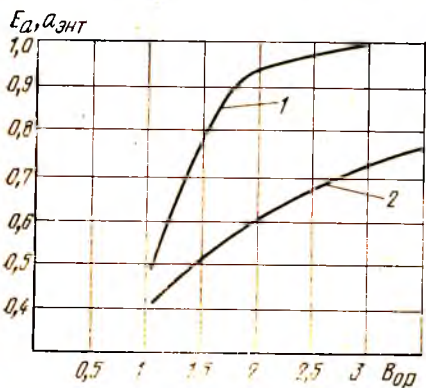


Рис. 16. Зависимость коэффициентов эффективности E_a (1) и $a_{\text{изт}}$ (2) от коэффициента орошения $B_{\text{ор}}$ для форсуночно-сетчатых камер ОКС (оросительная система для политропных процессов)

Из анализа характеристик форсуночных камер орошения ОКФ и форсуночно-сетчатых ОКС, устанавливаемых в секционных кондиционерах КТЦ (приложение IX), следует, что общее количество форсунок в двух оросительных системах камер ОКС значительно меньше, чем количество форсунок, размещенных в камерах ОКФ, имеющих ту же производительность по воздуху. Масса камер ОКС также меньше массы камер ОКФ. Кроме того, камеры ОКС характеризуются значительно меньшими по сравнению с камерами ОКФ энергозатратами, что объясняется уменьшением давления воды, а также более высокой надежностью при эксплуатации, достигаемой путем применения форсунок грубого распыления воды со значительно увеличенными диаметрами их входного и выходного отверстий.

Расчет оросительных систем форсуночно-сетчатых камер орошения

ОКС, предназначенных для политропных и изохэнтальных процессов обработки воздуха, выполняют раздельно.

Расчет оросительной системы, предназначенной для политропных процессов обработки воздуха, аналогичен расчету форсуночных камер ОКФ, предназначенных также для политропных процессов. При этом коэффициенты эффективности E_a и $a_{\text{изт}}$ определяют по графику, приведенному на рис. 16.

При расчете оросительной системы, предназначенной для изохэнтальных процессов обработки воздуха, используют только коэффициент E_a , значения которого приведены ниже:

$B_{\text{ор}}$, кг/кг	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
E_a	0,7	0,76	0,87	0,92	0,95	0,97	0,99

Пример 69. В форсуночной камере орошения КДА, оборудованной форсунками У-1, необходимо охладить и осушить воздух, начальные параметры которого $t_1=20^\circ\text{C}$, $\varphi_1=60\%$, а конечные $t_2=8^\circ\text{C}$, $\varphi_2=90\%$. Температура охлажденной воды, подаваемой от холодильной станции, $t_{w_x}=2^\circ\text{C}$. Производительность кондиционера по воздуху $V=5,56$ м³/с. Расчетное атмосферное давление $p_0=99,325$ кПа. Определить тепловую нагрузку на камеру орошения, количество воды, подаваемой в камеру, в том числе количество охлажденной и поддонной воды, начальную и конечную температуру воды, диаметр выходного отверстия форсунок и необходимое давление воды перед форсунками.

Сначала выполняем построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса изменения состояния воздуха в камере орошения и графически определяем следующие параметры: $\mathcal{I}_1=42,7$ кДж/кг; $\mathcal{I}_2=23,3$ кДж/кг; $t_{m_1}=15^\circ\text{C}$; $t_{m_2}=7,5^\circ\text{C}$.

Тепловую нагрузку на камеру орошения (холодопроизводительность камеры) рассчитываем по формуле

$$Q_0 = V\rho(\mathcal{I}_1 - \mathcal{I}_2) = 5,56 \cdot 1,181(42,7 - 23,3) = 127,4 \text{ кВт},$$

где ρ — плотность воздуха при $t_1=20^\circ\text{C}$ и $p_0=99,325$ кПа, определяемая по приложению I, кг/м^3 ($\rho=1,181 \text{ кг/м}^3$).

Для определения количества воды, подаваемой в камеру орошения, необходимо знать коэффициенты орошения $B_{\text{ор}}$ и эффективности E , которые находят по таблицам в зависимости от диаметра выходного отверстия $d_{\text{вых}}$ форсунок и универсального коэффициента эффективности теплообмена E' .

Диаметром выходного отверстия $d_{\text{вых}}$ предварительно задаются с учетом режима обработки воздуха. В данном случае воздух подвергается охлаждению и осушению. Для осуществления такого режима рекомендуются форсунки грубого распыления диаметром $d_{\text{вых}}=3,5 \dots 5$ мм.

Универсальный коэффициент эффективности теплообмена в камере орошения рассчитываем по формуле

$$E' = 1 - \frac{t_2 - t_{m_2}}{t_1 - t_{m_1}}. \quad (18)$$

Подставляя в формулу (18) параметры воздуха, находим, что $E'=0,9$. Значение универсального коэффициента эффективности E' в расчетах учитывают без поправочного коэффициента, если выполняется условие $\omega\rho \geq 3 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2)$ ($\omega\rho$ представляет собой массовую скорость движения воздуха в камере орошения). Для определения $\omega\rho$ необходимо знать площадь поперечного сечения F_k камеры, которую находят по табличным данным.

Выбираем двухрядную камеру орошения, конструктивные характеристики которой следующие: плотность размещения форсунок $g_{\text{ф}}=24$ шт./($\text{м}^2 \cdot \text{ряд}$), общее количество форсунок $n_{\text{ф}}=96$ шт. [4]. При этом площадь поперечного сечения камеры $F_k=2,07 \text{ м}^2$ (см. приложение VIII).

Массовую скорость движения воздуха определяем по формуле

$$\omega\rho = \frac{V\rho}{F_k} = \frac{5,56 \cdot 1,181}{2,07} = 3,17 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2). \quad (19)$$

Следовательно, условие $\omega\rho \geq 3 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2)$ соблюдается.

При выбранном диапазоне $d_{\text{вых}}$ форсунок и универсальном коэффициенте эффективности теплообмена $E'=0,9$ находим [4], что коэффициент орошения $B_{\text{ор}}=1,8 \text{ кг/кг}$, а коэффициент эффективности $E=0,84$.

Зная производительность кондиционера по воздуху и коэффициент орошения, количество воды, подаваемой в камеру орошения, W (в кг/с) рассчитываем по формуле

$$W = B_{op} V \rho = 1,8 \cdot 5,56 \cdot 1,181 = 11,82 \text{ кг/с.} \quad (20)$$

Находим количество воды, подаваемой одной форсункой:

$$q_{\phi} = \frac{W}{n_{\phi}} = \frac{11,82}{96} = 0,123 \text{ кг/с.} \quad (21)$$

При $q_{\phi} = 0,123$ кг/с определяем диаметр выходного отверстия форсунки $d_{вых} = 4,5$ мм, необходимое давление воды перед форсунками $p_w = 200$ кПа [4]. Затем решаем совместно уравнение теплового баланса камеры и уравнение коэффициента эффективности E :

$$\begin{cases} \mathcal{J}_1 - \mathcal{J}_2 = c_w B_{op} (t_{w_2} - t_{w_1}); \\ E = 1 - \frac{t_{M_2} - t_{w_2}}{t_{M_1} - t_{w_1}}; \end{cases} \quad (22)$$

$$\begin{cases} (42,7 - 23,3) = 4,19 \cdot 1,8 (t_{w_2} - t_{w_1}); \\ 0,84 = 1 - \frac{7,5 - t_{w_2}}{15 - t_{w_1}} \end{cases}$$

и определяем температуру воды: $t_{w_1} = 3^\circ\text{C}$, $t_{w_2} = 5,57^\circ\text{C}$.

Из уравнения теплового баланса по воде определяем количество охлажденной и поддонной воды, подаваемой в камеру орошения:

$$W_x t_{w_x} + (W - W_x) t_{w_2} = W t_{w_1};$$

$$W_x \cdot 2 + (11,82 - W_x) 5,57 = 11,82 \cdot 3;$$

$$W_x = 8,5 \text{ кг/с}; \quad W_{под} = W - W_x = 3,32 \text{ кг/с.}$$

Пример 70. Воздух в количестве $V = 22,2 \text{ м}^3/\text{с}$, начальные параметры которого $t_1 = 18^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 50\%$, обрабатывается в трехрядной камере орошения секционного кондиционера КТ-80, оборудованной форсунками У-1. Диаметр выходного отверстия форсунки $d_{вых} = 3,5$ мм. Общее количество форсунок $n_{\phi} = 312$ шт. Плотность их размещения $18 \text{ шт./}(\text{м}^2 \cdot \text{ряд})$. Начальная температура воды $t_{w_1} = 4^\circ\text{C}$. Давление воды перед форсунками $p_w = 250$ кПа. Определить конечные параметры воздуха и воды, если $p_6 = 99,325$ кПа.

Конечные параметры воздуха и воды рассчитываем по формулам (18) и (22). Для этого предварительно находим значения коэффициентов эффективности E и E' в зависимости от режима обработки воздуха, коэффициента орошения B_{op} и диаметра выходного отверстия $d_{вых}$ форсунок.

Для определения режима обработки воздуха по $\mathcal{I}-d$ -диаграмме находим, что воздух состояния 1 ($t_1=18^\circ\text{C}$, $\varphi_1=50\%$) имеет температуру точки росы $t_p=8^\circ\text{C}$. Так как начальная температура воды (в условии примера задано, что $t_{w_1}=4^\circ\text{C}$) меньше температуры точки росы обрабатываемого воздуха, следовательно, камера работает в режиме охлаждения и осушения воздуха.

Коэффициент орошения $B_{\text{ор}}$ рассчитываем с помощью формул (20) и (21):

$$B_{\text{ор}} = \frac{q_{\text{ф}} n_{\text{ф}}}{V_{\text{р}}} = \frac{0,1 \cdot 312}{22,2 \cdot 1,189} = 1,18 \text{ кг/кг},$$

где 0,1 — количество воды, подаваемой одной форсункой (в кг/с) при $d_{\text{вых}}=3,5$ мм и $p_w=250$ кПа [4]; 1,189 — плотность воздуха, кг/м³ (см. приложение I).

При расчете коэффициентов E и E' в режиме охлаждения и осушения воздуха воспользуемся данными, приведенными в [4]. Если коэффициент орошения $B_{\text{ор}}=1,2$ кг/кг и диаметр $d_{\text{вых}}=3,5$ мм, то $E=0,9$, а $E'=0,92$.

Для уточнения значений коэффициентов E и E' по формуле (19) рассчитываем массовую скорость воздуха:

$$\omega_{\text{р}} = \frac{22,2 \cdot 1,189}{8,76} = 3,01 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2\text{)},$$

где 8,76 — площадь поперечного сечения камеры орошения кондиционера КТ-80*, м² (см. приложение IX).

Так как $\omega_{\text{р}} > 3$ кг/(с · м²), значения коэффициентов E и E' принимаем без поправочного коэффициента.

Учитывая формулу (22) и определяя графически $t_{m_1}=12,5^\circ\text{C}$, получаем соотношение

$$t_{m_2} = t_{w_2} + 0,85. \quad (23)$$

Затем используем уравнение

$$t_{w_2} = t_{w_1} + 0,68 (t_{m_1} - t_{m_2}), \quad (23a)$$

подставляя в него соотношение (23) и известные параметры, и находим, что $t_{w_2}=7,1^\circ\text{C}$, $t_{m_2}=7,95^\circ\text{C}$.

Затем по формуле (18) рассчитываем $t_2=8,4^\circ\text{C}$, а по $\mathcal{I}-d$ -диаграмме графически определяем остальные конечные параметры воздуха: $\mathcal{I}_2=25$ кДж/кг, $d_2=6,4$ г/кг и $\varphi_2=90\%$.

Пример 71. Наружный воздух, параметры которого $t_1=28^\circ\text{C}$ и $\varphi_1=55\%$, необходимо охладить в форсуночной камере орошения ОКФ, установленной в секционном кондиционере производительностью по воздуху $V=17,5$ м³/с. Конечные параметры воздуха: $t_2=12,5^\circ\text{C}$, $\varphi_2=95\%$. Температура охлажденной воды, по-

* Площадь поперечного сечения камер орошения КТ равна площади поперечного сечения камер орошения ОКФ и ОКС.

ступающей от холодильной станции, $t_{w_x} = 4^\circ\text{C}$. Необходимо определить количество воды, подаваемой в камеру орошения, начальную и конечную температуру, а также давление воды, если $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$.

Выполняем построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса изменения состояния воздуха в камере орошения (рис. 17) и графически находим его начальную ($\mathcal{I}_1 = 62,1 \text{ кДж/кг}$) и конечную энтальпии ($\mathcal{I}_2 = 35,3 \text{ кДж/кг}$).

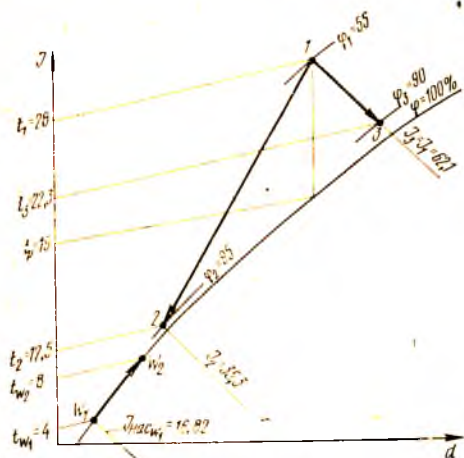


Рис. 17. К примерам 71, 72

Предварительно выбираем камеру орошения ОКФ первого исполнения и по приложению IX находим, что камера, входящая в состав центрального секционного кондиционера, имеет общее количество широкофакельных форсунок ШФ-5/9 $n_{\text{ф}} = 209$ шт., площадь поперечного сечения камеры для прохода воздуха $F_{\text{к}} = 7,04 \text{ м}^2$.

Количество воды W , подаваемой в камеру орошения, определяем с учетом количества воздуха V и коэффициента орошения $B_{\text{ор}}$, который находим с помощью графика (см. рис. 14) в зависимости от $a_{\text{энт}}$. При определении $a_{\text{энт}}$ предварительно рассчитываем множитель C по формуле (14). Так как начальная температура воды неизвестна и, следовательно, неизвестна энтальпия насыщенного воздуха $\mathcal{I}_{\text{нас } w_1}$ при температуре воды t_{w_1} , предварительно задаемся, что $t_{w_1} = t_{w_x} = 4^\circ\text{C}$. Тогда по $\mathcal{I}-d$ -диаграмме находим, что $\mathcal{I}_{\text{нас } w_1} = 16,82 \text{ кДж/кг}$.

При подстановке данных в формулу (14) находим $C = 1,098$. По формуле (13) рассчитываем $a_{\text{энт}} = 0,54$.

По значению $a_{\text{энт}}$ и графику (см. рис. 14) определяем $B_{\text{ор}} = 1,6 \text{ кг/кг}$. При этом $E_a = 0,93$.

Коэффициент орошения $B_{\text{ор}} = 1,6 \text{ кг/кг}$ определен при условии, что $t_{w_1} = t_{w_x}$. Проверяем, какую конечную температуру t_2 будет иметь воздух при предварительно принятой t_{w_1} . Расчет температуры t_2 по формуле (11) выполняем после уточнения значения E_a . Для этого определяем массовую скорость движения воздуха в камере орошения

$$w_{\text{р}} = \frac{17,5 \cdot 1,15}{7,04} = 2,86 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2),$$

где $1,15$ — плотность воздуха, кг/м^3 (см. приложение I).

Так как расчетное ωp меньше рекомендуемого ($2,86 < 3$), коэффициент эффективности E_a учитываем с поправочным коэффициентом, значения которого приведены ниже:

ωp , кг/(с·м ²)	2	2,2	2,4	2,6	2,8
Поправочный коэффициент	0,925	0,93	0,94	0,95	0,955

Принимаем, что поправочный коэффициент равен 0,96, тогда $E_a = 0,893$.

Затем по формуле (11) рассчитываем температуру t_2 воздуха, соответствующую предварительно принятому условию: $t_2 = 12,35^\circ\text{C}$. Расчетное значение t_2 незначительно отличается от заданного ($12,35 < 12,5$). Ввиду того что расхождение незначительно, перерасчета t_2 не проводим и окончательно принимаем: $t_{w_1} = 4^\circ\text{C}$, $\mathcal{I}_{\text{взс}w_1} = 16,82$ кДж/кг, $C = 1,098$, $a_{\text{энт}} = 0,54$, $B_{\text{ор}} = 1,6$ кг/кг, $E_a = 0,893$.

При $B_{\text{ор}} = 1,6$ кг/кг количество воды, подаваемой в камеру орошения,

$$W = 17,5 \cdot 1,15 \cdot 1,6 = 32,2 \text{ кг/с.}$$

Решая уравнения (16) и (17), рассчитываем конечную температуру воды: $t_{w_2} = 8,0^\circ\text{C}$.

Количество воды, подаваемой одной форсункой, находим из формулы

$$q_{\Phi} = \frac{32,2}{209} = 0,154 \text{ кг/с.}$$

Расчетное значение q_{Φ} превышает наибольшее количество воды, которое может подавать одна форсунка ШФ-5/9 ($0,154 > 0,14$ — табл. 7). Следовательно, необходимо выбрать камеру орошения с большим количеством форсунок, так как предварительно выбранная камера не сможет осуществить режим охлаждения и осушения наружного воздуха до заданных параметров.

Т а б л и ц а 7

Форсунка	Количество воды (в кг/с), подаваемой форсункой при давлении p_w , кПа										
	20	30	40	50	60	70	80	90	100	150	200

ШФ-5/9 0,037 0,056 0,067 0,072 0,078 0,086 0,094 0,105 0,108 0,119 0,14

Принимаем к установке форсуночную камеру орошения ОКФ второго исполнения, общее количество форсунок n_{Φ} в которой 297 шт. При этом расчетное значение $q_{\Phi} = 0,108$ кг/с. По табл. 7 находим, что необходимое давление воды $p_w = 100$ кПа.

Таким образом, из расчета следует, что для заданной обработки наружного воздуха необходима камера орошения ОКФ второго исполнения. При этом начальная температура воды $t_{w_1} = 4^\circ\text{C}$, а количество воды, подаваемой в камеру орошения, $W = 32,2$ кг/с.

Пример 72. Наружный воздух, начальные параметры которого такие же, как и в примере 71, необходимо изоэнтальпийно увлажнить до конечной относительной влажности $\varphi_3 = 90\%$. Определить количество воды, подаваемой в камеру орошения, и ее давление, если количество воздуха осталось без изменения.

Графически (см. рис. 17) находим конечную температуру воздуха $t_3 = 22,3^\circ\text{C}$, а также температуру воздуха по мокрому термометру $t_{m_1} = t_{m_3} = 21,1^\circ\text{C}$.

Затем определяем коэффициент эффективности E_a , коэффициент орошения $B_{ор}$ и количество воды W , подаваемой в камеру орошения:

$$E_a = \frac{t_1 - t_3}{t_1 - t_{m_1}} = \frac{28 - 22,3}{28 - 21,1} = 0,83.$$

Учитывая поправочный коэффициент, находим, что $E_a = 0,8$.

По графику (см. рис. 14) находим при $E_a = 0,8$ коэффициент орошения $B_{ор} = 1,2 \text{ кг/кг}$.

Следовательно,

$$W = 17,5 \cdot 1,15 \cdot 1,2 = 24,15 \text{ кг/с}.$$

Принимаем к установке форсуночную камеру ОКФ первого исполнения. При известном значении $n_\phi = 209$ шт. количество воды, подаваемой одной форсункой, $q_\phi = 0,116 \text{ кг/с}$. По табл. 8 находим, что необходимое давление воды перед форсунками $p_w = 150 \text{ кПа}$.

Пример 73. Для условий примера 71 рассчитать количество воды, подаваемой в камеру орошения, ее температуру начальную и конечную, а также давление воды перед форсунками, если воздух обрабатывается в оросительной системе форсуночно-сетчатой камеры орошения ОКС, предназначенной для политропных процессов.

Для расчета количества воды, подаваемой в камеру орошения, необходимо определить коэффициент орошения $B_{ор}$, значения которого находим по графику (см. рис. 16): при $a_{энт} = 0,54$ $B_{ор} = 1,7 \text{ кг/кг}$, $E_a = 0,9$. Учитывая поправочный коэффициент 0,96, получаем, что $E_a = 0,864$.

Коэффициент орошения $B_{ор}$ определен при условии, что $t_{w_1} = 4^\circ\text{C}$, так как коэффициент $a_{энт}$ рассчитан с учетом $\mathcal{I}_{\text{нас } w_1} = 16,82 \text{ кДж/кг}$. Проверяем, какое значение будет иметь температура воздуха t_2 при $E_a = 0,864$: по формуле (11) определяем $t_2 = 12,56^\circ\text{C}$. Заданное значение $t_2 = 12,5^\circ\text{C}$. Расхождение расчетного и заданного значений t_2 является незначительным. Поэтому перерасчета не проводим и оставляем ранее принятое значение $t_{w_1} = 4^\circ\text{C}$.

При известном значении $B_{ор}$ рассчитываем количество воды, подаваемой в камеру орошения, а также ее температуру на выходе из камеры: $W = 34,2 \text{ кг/с}$, $t_{w_2} = 7,76^\circ\text{C}$.

Для определения давления воды перед форсунками необходимо знать количество воды q_f , подаваемой одной форсункой.

По приложению IX находим, что в форсуночно-сетчатой камере орошения ОКС секционного кондиционера КТЦ производительностью по воздуху $V=17,5 \text{ м}^3/\text{с}$, общее количество форсунок n_f в оросительной системе для политропных процессов составляет 48 шт.

Следовательно, количество воды, подаваемой одной форсункой, $q_f=0,71 \text{ кг/с}$.

Из данных табл. 8 следует, что при полученном значении q_f необходимое давление воды перед форсунками $p_w=50 \text{ кПа}$.

Таблица 8

Оросительная система	Форсунка угловая центробежная	Количество воды, подаваемой одной форсункой (в кг/с), при давлении, кПа				
		50	60	70	80	90
Для политропных процессов	УЦ14-10×15	0,72	0,75	0,85	0,93	0,986
Для изохэнтальпийных процессов	УЦ6-5,5×5,5	—	—	—	—	—

Продолжение табл. 8.

Оросительная система	Форсунка угловая центробежная	Количество воды, подаваемой одной форсункой (в кг/с), при давлении, кПа				
		100	150	200	250	300
Для политропных процессов	УЦ14-10×15	1,014	1,25	—	—	—
Для изохэнтальпийных процессов	УЦ6-5,5×5,5	0,13	0,167	0,194	0,22	0,24

Таким образом, при охлаждении одного и того же количества наружного воздуха в форсуночно-сетчатой камере орошения ОКС требуется несколько большее количество подаваемой воды (на 6,2%), но необходимое давление воды перед форсунками в 2 раза меньше, чем давление воды в форсуночной камере ОКФ. Следовательно, расход энергии на циркуляцию воды в форсуночно-сетчатой камере ОКС меньше, чем в форсуночной камере ОКФ.

Пример 74. Для условий примера 72 определить количество воды, подаваемой в камеру орошения, а также ее давление, если обработка воздуха происходит в оросительной системе форсуночно-сетчатой камеры орошения ОКС, предназначенной для изохэнтальпийных процессов.

Находим, что при $E_a=0,8$ коэффициент орошения $B_{ор}=0,34$ кг/кг. При этом количество воды, подаваемой в оросительную систему для изоэнтальпийных процессов, $W=17,5 \cdot 1,15 \times 0,34=6,84$ кг/с.

Чтобы определить давление воды, предварительно находим количество форсунок и количество воды, подаваемой одной форсункой. Из приложения IX следует, что общее количество форсунок n_f в оросительной системе для изоэнтальпийных процессов в форсуночно-сетчатой камере орошения ОКС центрального секционного кондиционера производительностью по воздуху $V=17,5$ м³/с составляет 50 шт. Зная W и n_f , рассчитываем количество воды, подаваемой одной форсункой ($q_f=0,153$ кг/с). Затем по табл. 8 определяем $p_w=130$ кПа.

Из сопоставления результатов, полученных в данном примере и в примере 72, следует, что при изоэнтальпийной обработке одного и того же количества воздуха в камере орошения ОКС требуется меньшее количество воды (примерно в 3 раза), чем в камере орошения ОКФ. Кроме того, необходимое давление воды также меньше ($130 \text{ кПа} < 150 \text{ кПа}$). Следовательно, оросительная система для изоэнтальпийной обработки воздуха, входящая в состав форсуночно-сетчатых камер орошения ОКС, является энергетически более экономичной, чем оросительная система форсуночной камеры орошения ОКФ.

Пример 75. Воздух ($t_1=3^\circ\text{C}$, $\phi_1=60\%$) обрабатывается в форсуночно-сетчатой камере орошения ОКС. Конечные параметры воздуха следующие: $t_2=10^\circ\text{C}$, $\phi_2=96\%$ (воздух нагревается и одновременно увлажняется). Производительность кондиционера по воздуху $V=11,1$ м³/с. Рассчитать количество воды, подаваемой в камеру орошения, ее начальную и конечную температуры, а также необходимое давление воды, если $p_6=99,325$ кПа.

Количество воды W , подаваемой в камеру орошения, рассчитываем с учетом коэффициента орошения $B_{ор}$, для определения которого находим множитель C и коэффициент энтальпийной эффективности $a_{энт}$. При этом предварительно задаемся, что начальная температура воды $t_{w1}=14^\circ\text{C}$. Тогда $\mathcal{I}_{нас\omega_1}=39,7$ кДж/кг (рис. 18). Графически определяем энтальпию воздуха $\mathcal{I}_1=10$ кДж/кг и $\mathcal{I}_2=29$ кДж/кг. Затем по формуле (14) рассчитываем множитель $C=1,0715$, а по формуле (13) — коэффициент $a_{энт}=0,6$.

При $a_{энт}=0,6$ по графику (см. рис. 16) находим $B_{ор}=2$ кг/кг и $E_a=0,94$. Для уточнения коэффициента E_a рассчитываем ω_r .

По приложению IX находим, что форсуночно-сетчатая камера орошения ОКС секционного кондиционера КТЦ производительностью по воздуху $V=11,1$ м³/с имеет площадь поперечного сечения $F_k=4,15$ м². При известных значениях V_r и F_k находим, что $\omega_r=3,35$ кг/(с·м²). Так как расчетное ω_r больше рекомендуемого, значение E_a корректировать поправочным коэффициентом нет

необходимости. Рассчитываем t_2 воздуха и сравниваем полученное значение с заданным: расчетное значение $t_2 = 9,87^\circ\text{C}$, заданное — 10°C . Расхождение является незначительным. Поэтому перерасчета t_2 не проводим и принимаем, что $t_{w_1} = 14^\circ\text{C}$, $B_{\text{ор}} = 2 \text{ кг/кг}$.

При известном значении $B_{\text{ор}}$ количество воды $W = 11,1 \cdot 1,254 \times \times 2 = 27,84 \text{ кг/с}$.

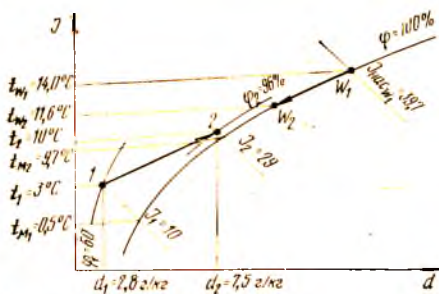


Рис. 18. К примерам 75 и 76

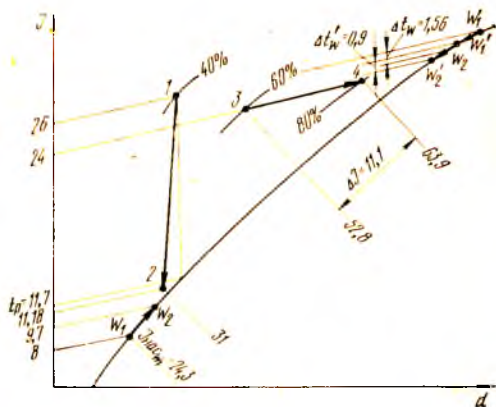


Рис. 19. К примерам 77 и 78

Температуру воды t_{w_2} определяем путем совместного решения уравнений (16) и (17): $t_{w_2} = 11,6^\circ\text{C}$.

На рис. 18 изменение состояния воды изображено отрезком W_1-W_2 , лежащим на линии $\phi = 100\%$. Из расчета следует, что в результате тепло- и массообмена, имеющих место в камере орошения между воздухом и разбрызгиваемой водой, вода охлаждается на $\Delta t_w = 14 - 11,6 = 2,4^\circ\text{C}$, а воздух нагревается на $\Delta t = 10 - 3 = 7^\circ\text{C}$ и одновременно увлажняется на $\Delta d = d_2 - d_1 = 7,5 - 2,8 = 4,7 \text{ г/кг}$.

Пример 76. Для условий примера 75 определить количество воды, которая добавляется в камеру орошения для компенсации потерь, вызванных ее испарением и уносом с увлажняемым воздухом.

Каждый килограмм обрабатываемого воздуха уносит из камеры орошения воду в количестве $\Delta d = 4,7 \text{ г}$, а весь поток циркулирующего воздуха — воду в количестве

$$W_{\text{увл}} = V \rho \Delta d \cdot 10^{-3} = 11,1 \cdot 1,254 \cdot 4,7 \cdot 10^{-3} = 0,0654 \text{ кг/с}.$$

Следовательно, в камеру орошения необходимо добавлять воды в количестве $W_{\text{увл}} = 0,0654 \text{ кг/с}$.

Пример 77. Начальные параметры обрабатываемого воздуха следующие: $t_1 = 26^\circ\text{C}$, $\phi_1 = 40\%$. Температура воды $t_{w_1} = 8^\circ\text{C}$. Производительность секционного кондиционера КТЦ по воздуху

$V=22,2 \text{ м}^3/\text{с}$. Определить параметры воздуха и воды на выходе из камеры ОКС, а также тепловую нагрузку на нее, если давление воды перед форсунками $p_w=100 \text{ кПа}$, атмосферное давление $p_0=99,325 \text{ кПа}$.

Чтобы определить конечную температуру и энтальпию воздуха, необходимо найти параметры $B_{\text{ор}}$, $a_{\text{энт}}$ и E_a . Коэффициент орошения $B_{\text{ор}}$ рассчитываем через отношение количества воды к количеству воздуха. Для определения количества воды необходимо знать режим обработки воздуха, на основании которого выбирается оросительная система камеры орошения ОКС (система для политропных или изоэнтальпийных процессов).

На $\mathcal{I}-d$ -диаграмму наносим точку 1, характеризующую начальные параметры воздуха, и графически находим (рис. 19) энтальпию $\mathcal{I}_1$, а также температуру точки росы ($\mathcal{I}_1=48 \text{ кДж/кг}$, $t_p=11,7^\circ\text{C}$). Так как $t_{w_1} < t_p$, при контакте с водой воздух будет охлаждаться и осушаться. Следовательно, обработку воздуха необходимо проводить в оросительной системе камеры, предназначенной для политропных процессов.

Количество воды определяем, учитывая количество воды, подаваемой одной форсункой, и количество форсунок. По табл. 9 находим, что при $p_w=100 \text{ кПа}$ количество воды, подаваемой одной форсункой, $q_f=1,014 \text{ кг/с}$. По приложению IX находим, что камера орошения ОКС кондиционера производительностью $V=22,2 \text{ м}^3/\text{с}$ оборудована 60 форсунками УЦ14-10×15, установленными в оросительной системе для политропных процессов.

Следовательно, количество воды $W=1,014 \cdot 60=60,84 \text{ кг/с}$, а коэффициент орошения

$$B_{\text{ор}} = \frac{60,84}{22,2 \cdot 1,158} = 2,37 \text{ кг/кг},$$

где 1,158 — плотность воздуха при $t=26^\circ\text{C}$ и $p_0=99,325 \text{ кПа}$, кг/м^3 (см. приложение I).

По графику (см. рис. 16) при $B_{\text{ор}}=2,37 \text{ кг/кг}$ коэффициенты эффективности E_a и $a_{\text{энт}}$ соответственно равны 0,97 и 0,66.

Учитывая, что $V=22,2 \text{ м}^3/\text{с}$, $\rho=1,158 \text{ кг/м}^3$, $F_k=8,76 \text{ м}^2$ (см. приложение IX), находим, что $\omega_{\text{ор}}$ равно $2,93 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2)$ и близко по своему значению к рекомендуемому. Поэтому поправочного коэффициента для E_a не вводим. Затем по $\mathcal{I}-d$ -диаграмме определяем энтальпию насыщенного воздуха: при $t_{w_1}=8^\circ\text{C}$ $\mathcal{I}_{\text{нас}, w_1}=24,3 \text{ кДж/кг}$. По формуле (14) находим, что множитель $C=1,0875$. Подставляя значение множителя C и коэффициента $a_{\text{энт}}$ в формулу (13), рассчитываем энтальпию воздуха, выходящего из камеры орошения: $\mathcal{I}_2=31 \text{ кДж/кг}$. Температуру воздуха t_2 находим по формуле (11): $t_2=11,18^\circ\text{C}$.

При известных значениях $\mathcal{I}_1$ и $\mathcal{I}_2$ тепловая нагрузка на камеру орошения составляет:

$$Q = 22,2 \cdot 1,158 (48 - 31) = 437 \text{ кВт}.$$

Из уравнения теплового баланса камеры по воде определяем конечную температуру воды:

$$Q = Wc_w(t_{w_2} - t_{w_1}),$$

$$\text{т. е. } 437 = 60,84 \cdot 4,19(t_{w_2} - 8).$$

$$\text{Откуда } t_{w_2} = 9,7^\circ\text{С.}$$

Пример 78. Воздух, начальные параметры которого $t_3 = 24^\circ\text{С}$, $\phi_3 = 60\%$, изотермически увлажняется водой в форсуночно-сетчатой камере орошения ОКС (см. рис. 19). Конечная относительная влажность воздуха $\phi_4 = 80\%$. Производительность по воздуху $V = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$. Определить давление воды перед форсунками и разность между температурами Δt_w при минимальном и максимальном количестве воды, подаваемой в камеру орошения, $p_0 = 99,325 \text{ кПа}$.

Сначала выполняем построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса изотермического увлажнения воздуха и графически находим конечную энтальпию $\mathcal{I}_4$. Из точки 3, характеризующей начальные параметры воздуха, проводим изотерму $t_3 = 24^\circ\text{С}$ (см. рис. 19) до пересечения с линией постоянной относительной влажности $\phi_4 = 80\%$. Получаем точку 4, характеризующую состояние воздуха после увлажнения. При этом энтальпия $\mathcal{I}_4 = 63,9 \text{ кДж/кг}$, а энтальпия $\mathcal{I}_3 = 52,8 \text{ кДж/кг}$.

Чтобы определить давление воды, а также разность между температурами по воде, предварительно рассчитываем тепловую нагрузку на камеру орошения и количество подаваемой воды.

Тепловую нагрузку на камеру орошения определяем с помощью теплового баланса по воздуху

$$Q = V\rho\Delta\mathcal{I} = 8,75 \cdot 1,165(63,9 - 52,8) = 113,15 \text{ кВт.}$$

В связи с тем что процесс изменения состояния воздуха характеризуется изменением его энтальпии и относится к политропным процессам, его обработку необходимо проводить в оросительной системе для политропных процессов. В оросительную систему кондиционера производительностью по воздуху $\dot{V} = 8,75 \text{ м}^3/\text{с}$ входят 24 форсунки типа УЦ14-10×15. По данным табл. 8 минимальное количество воды, подаваемой одной форсункой указанного типа, $q_{\text{ф}} = 0,72 \text{ кг/с}$, максимальное $1,25 \text{ кг/с}$. Давление воды перед форсунками равно соответственно 50 и 150 кПа.

Зная количество форсунок $n_{\text{ф}} = 24$ шт. и количество воды, подаваемой одной форсункой, общее количество воды составляет: минимальное $W = 17,28 \text{ кг/с}$, максимальное $W' = 30 \text{ кг/с}$.

Из теплового баланса камеры по воде определяем разность между температурами:

$$\Delta t_w = \frac{Q}{Wc_w} = \frac{113,15}{17,28 \cdot 4,19} = 1,56^\circ\text{С.}$$

Полученное значение Δt_w соответствует минимальному количеству воды, подаваемой в камеру орошения, и, следовательно,

характеризует максимальную разность между температурами по воде. Так как $W:W'=0,58$ (17,28:30), то $\Delta t_w'=0,58$ $\Delta t_w=0,58 \cdot 1,56=0,9^\circ\text{C}$ ($\Delta t_w'$ представляет собой разность между температурами по воде при максимальном количестве циркулирующей воды).

Из сравнения полученных результатов следует, что вариант обработки воздуха меньшим количеством воды характеризуется меньшим расходом энергии на циркуляцию воды (давление воды перед форсунками в 3 раза меньше), но большим расходом энергии на подогрев циркулирующей воды (разность между температурами по воде в этом случае больше в 1,56 раза).

На рис. 19 нанесены линии 3—4, W_1-W_2 и $W_1'-W_2'$, характеризующие изменение состояния воздуха и воды при изотермическом увлажнении с циркуляцией минимального и максимального количества воды, подаваемой в камеру орошения.

УСТРОЙСТВА МЕСТНОГО ДОУВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА ВОДОЙ

Пример 79. В помещение для хранения искусственной колбасной оболочки подается наружный воздух, предварительно обработанный в камере орошения кондиционера от состояния H ($t_n=16,5^\circ\text{C}$, $\varphi_n=50\%$) до состояния O ($\varphi_o=90\%$, $\mathcal{I}_o=\mathcal{I}_n=31,5$ кДж/кг). Параметры воздуха в помещении следующие: $t_v=22^\circ\text{C}$, $\varphi_v=60\%$. Количество теплоты, поступающей в помещение, $\Sigma Q=29$ кВт. Тепловлажностный коэффициент помещения $\epsilon=20950$ кДж/кг. Рассчитать количество воды, необходимой для доувлажнения воздуха в помещении до заданных параметров, и количество пневматических форсунок тонкого распыла, устанавливаемых в устройстве местного доувлажнения, если $p_o=99,325$ кПа.

Количество воды, необходимой для доувлажнения воздуха в помещении $W_{\text{доувл}}$ (в кг/с), рассчитываем по формуле

$$W_{\text{доувл}} = L \Delta d_{\text{доувл}} \cdot 10^{-3}, \quad (24)$$

где L — количество воздуха, кг/с; $\Delta d_{\text{доувл}}$ — разность между влагосодержаниями воздуха после и до увлажнения, г/кг.

Количество воздуха определяем с учетом количества теплоты, поступающей в помещение:

$$L = \frac{\Sigma Q}{\mathcal{I}_v - \mathcal{I}_o}, \quad (25)$$

где $\mathcal{I}_v$ — энтальпия внутреннего воздуха, кДж/кг ($\mathcal{I}_v=48$ кДж/кг); $\mathcal{I}_o$ — энтальпия воздуха, подаваемого в помещение (приточного воздуха), кДж/кг.

Если значения ΣQ , $\mathcal{I}_v$ и $\mathcal{I}_o$ известны, то по формуле (25) находим $L=1,76$ кг/с.

Для определения $\Delta d_{\text{доувл}}$ выполняем графическое построение процесса обработки воздуха в кондиционере и устройстве доув-

лажнения (рис. 20). На $\mathcal{I}-d$ -диаграмму наносим точки H и B , характеризующие состояние соответственно наружного и внутреннего воздуха. Затем из точки H проводим изоэнтальпу $\mathcal{I}_H$ до пересечения с линией $\varphi=90\%$ и находим точку O , которая характеризует состояние воздуха, выходящего из камеры орошения и подаваемого в помещение.

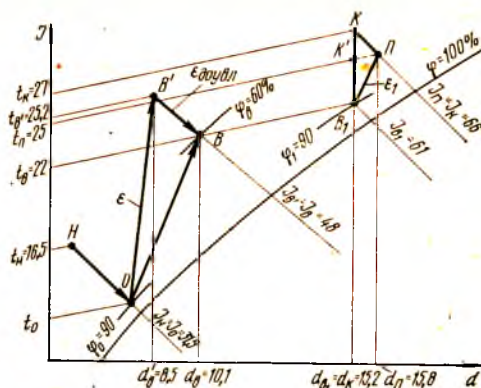


Рис. 20. К примерам 79, 80 и 84

В точке O строим луч с тепловлажностным коэффициентом $\epsilon=20950$ кДж/кг. Наносим точку B и изоэнтальпу $\mathcal{I}_B$ до пересечения с лучом ϵ . Полученная точка B' характеризует состояние внутреннего воздуха в случае отсутствия устройства доувлажнения, а линия $B'-B$ —луч процесса доувлажнения воздуха в помещении ($\epsilon_{\text{доувл}}=0$). При этом линия $O-B$ представляет собой результирующий луч процесса, характеризующий изменение состояния воздуха в помещении вследствие поступлений теплоты и влаги от посторонних источников, в результате которых его энтальпия изменяется на $\mathcal{I}_B - \mathcal{I}_O$, а влагосодержание на $d_B - d_O$, а также вследствие поступлений влаги от местного устройства доувлажнения, в результате чего влагосодержание воздуха изменяется на $d_B - d_{B'}$. Следовательно, разность между влагосодержаниями $\Delta d_{\text{доувл}} = d_B - d_{B'}$. Графически определяем $d_B=10,1$ г/кг и $d_{B'}=8,5$ г/кг. Тогда $\Delta d_{\text{доувл}}=1,6$ г/кг, а $W_{\text{доувл}}=2,82 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

По табл. 9 выбираем форсунку, имеющую производительность $q_{\text{ф}}=0,75 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Таблица 9

Количество воды, подаваемой одной пневматической форсункой (производительность форсунки), кг/с	Избыточное давление, кПа		Количество сжатого воздуха, м³/с
	воды	сжатого воздуха	
$0,75 \cdot 10^{-3}$	175	170	$0,5 \cdot 10^{-3}$
$0,83 \cdot 10^{-3}$	175	170	$0,51 \cdot 10^{-3}$
$1,25 \cdot 10^{-3}$	175	170	$0,61 \cdot 10^{-3}$
$1,67 \cdot 10^{-3}$	190	170	$0,69 \cdot 10^{-3}$
$2,08 \cdot 10^{-3}$	200	175	$0,94 \cdot 10^{-3}$

Необходимое количество форсунок определяем по формуле

$$n_{\text{ф}} = \frac{W_{\text{доувл}}}{q_{\text{ф}}} = \frac{2,82 \cdot 10^{-3}}{0,75 \cdot 10^{-3}} = 3,76. \quad (26)$$

Учитывая, что некоторые форсунки могут работать с меньшей производительностью в результате частичного засорения или выйти из строя, принимаем коэффициент запаса 1,3. Следовательно, количество форсунок, устанавливаемых в устройстве доувлажнения, равно 5.

Пример 80. В камеру размораживания творога подается внутренний воздух, предварительно подогретый в воздухоподогревателе. Параметры внутреннего воздуха следующие: $t_{\text{в}_1} = 22^\circ\text{C}$; $\varphi_{\text{в}_1} = 90\%$. Перед подачей в зону размещения продукта воздух увлажняется в местном устройстве тонко распыленной водой с помощью пневматических форсунок. Количество теплоты, теряемой в камере, $\Sigma Q = 27$ кВт. Температура воздуха, подаваемого в зону размещения продукта (приточного воздуха), $t_{\text{п}} = 25^\circ\text{C}$. Тепловлажностный коэффициент камеры размораживания $\epsilon_1 = 12000$ кДж/кг. Рассчитать количество воды, подаваемой местным устройством увлажнения воздуха, и необходимое количество форсунок, а также количество сжатого воздуха, поступающего в форсунки для тонкого распыла разбрызгиваемой воды, если $p_0 = 99,325$ кПа.

Количество воды, подаваемой местным устройством увлажнения, рассчитываем по формуле (24).

Для определения разности между влагосодержаниями $\Delta d_{\text{увл}}$ выполняем построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса обработки воздуха (см. рис. 20). Из точки B_1 проводим луч $\epsilon_1 = 12000$ кДж/кг до пересечения с изотермой $t_{\text{п}} = 25^\circ\text{C}$. Получаем точку $П$, характеризующую состояние приточного воздуха после увлажнения. Из нее проводим изоэнтальпу $\mathcal{I}_{\text{п}}$ до пересечения с линией влагосодержания $d_{\text{в}_1} = \text{const}$ и получаем точку $К$, характеризующую состояние воздуха до увлажнения. Следовательно, $\Delta d_{\text{увл}} = d_{\text{п}} - d_{\text{к}}$. По $\mathcal{I}-d$ -диаграмме находим $d_{\text{п}} = 15,8$ г/кг, $d_{\text{к}} = 15,2$ г/кг и $\Delta d_{\text{увл}} = 0,6$ г/кг.

Количество воздуха рассчитываем по формуле (25). При этом учитываем, что $\mathcal{I}_{\text{п}} = 66$ кДж/кг и $\mathcal{I}_{\text{в}_1} = 61$ кДж/кг. При известных значениях $\mathcal{I}_{\text{п}}$, $\mathcal{I}_{\text{в}_1}$ и ΣQ $L = 5,4$ кг/с. Тогда $W_{\text{увл}} = 3,24 \times 10^{-3}$ кг/с.

Принимаем, что вода подается пневматическими форсунками производительностью $0,75 \cdot 10^{-3}$ кг/с (см. табл. 9). Необходимое количество форсунок находим по формуле

$$n_{\text{ф}} = \frac{3,24 \cdot 10^{-3}}{0,75 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,3 = 6 \text{ шт.}$$

По табл. 9 определяем, что количество сжатого воздуха, избыточное давление которого 170 кПа, подаваемого в одну фор-

держание воздуха в точках $У_v$ и $В$ и определяем $\Delta d_{ув.л} = d_{ув.л} - d_v = 3,4 - 3 = 0,4$ г/кг. Следовательно, количество воды, подаваемой на увлажнение воздуха, составляет:

$$W_{ув.л} = V \rho \Delta d_{ув.л} \cdot 10^{-3} = 8,6 \cdot 1,267 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} = 4,36 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с},$$

где 1,267 — плотность воздуха при 0°C и $p_6 = 99,325$ кПа (см. приложение I).

По табл. 9 принимаем пневматические форсунки, характеризующиеся производительностью $q_f = 0,75 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Тогда количество устанавливаемых форсунок (с учетом коэффициента запаса 1,3) равно 8.

ПАРОВЫЕ УВЛАЖНИТЕЛИ

Пример 83. В воздухораспределительном канале камеры созревания сыра необходимо установить перфорированный паровой увлажнитель (парораспределитель). Температура приточного воздуха $t_n = 8^\circ\text{C}$. Относительная влажность воздуха до увлажнения $\phi_n = 65\%$, после него $\phi_k = 92\%$. Количество воздуха $V = 2,2$ м³/с. Рассчитать увлажняющую способность парового увлажнителя, определить его габаритные размеры и подобрать парогенератор, если $p_6 = 99,325$ кПа.

Увлажняющую способность G_n (в кг/с) парового увлажнителя рассчитываем по формуле

$$G_n = V \rho \Delta d_n \cdot 10^{-3},$$

где Δd_n — разность между влагосодержаниями воздуха после и до увлажнения (удельная увлажняющая способность), г/кг.

Для определения разности между влагосодержаниями выполним построение в $\mathcal{J}-d$ -диаграмме процесса увлажнения воздуха паром (см. рис. 21) и находим его влагосодержание после и до увлажнения. Наносим точку $Н$ ($t_n = 8^\circ\text{C}$, $\phi_n = 65\%$) и графически определяем влагосодержание $d_n = 4,3$ г/кг. Из точки $Н$ проводим луч процесса с тепловлажностным коэффициентом $\epsilon_{ув.л.п} = i_n$ (i_n — энтальпия пара, кДж/кг). Находим $i_n = 2682,5$ кДж/кг при $p_n = 120$ кПа [4]. На пересечении линий $\epsilon_{ув.л.п}$ (2682,5 кДж/кг) и ϕ_k (92%) находим точку $К$, параметры которой $t_k = 8,3^\circ\text{C}$ и $d_k = 6,3$ г/кг. Линия $Н-К$, характеризующая процесс увлажнения воздуха паром, почти совпадает с изотермой $t_n = 8^\circ\text{C}$. Повышение температуры воздуха в процессе увлажнения его паром при изменении ϕ от 65 до 92% составляет всего лишь $0,3^\circ\text{C}$.

Зная d_n и d_k , определяем $\Delta d_n = 2$ г/кг. Учитывая, что при $t_n = 8^\circ\text{C}$ и $p_6 = 99,325$ кПа плотность воздуха $\rho = 1,233$ кг/м³, определяем увлажняющую способность:

$$G_n = 2,2 \cdot 1,233 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 0,0054 \text{ кг/с}.$$

Для подачи пара в паровой увлажнитель принимаем парогенератор АУВ-20 конструкции ВНИКТИХолодпром производительностью 0,0056 кг/с. В качестве парового перфорированного

увлажнителя используем увлажнитель типа УВП, увлажняющая способность которого изменяется в диапазоне от $0,56 \cdot 10^{-3}$ до $20 \cdot 10^{-3}$ кг/с (от 2 до 72 кг/ч). Принимаем увлажнитель УВП-29, увлажняющая способность которого составляет 0,00806 кг/с. Увлажнитель представляет собой перфорированную трубку диаметром $d_y = 15$ мм и длиной $l = 100$ мм. Диаметр отверстий 3 мм. Отверстия расположены по образующей трубки. Шаг между ними 12 мм. Увлажнитель устанавливаем в воздухораспределительном канале по ширине потока воздуха.

Из построения на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса увлажнения следует, что с одновременным увеличением влагосодержания увлажняемого воздуха значительно увеличивается его энтальпия.

При подводе к 1 кг воздуха 2 г влаги ($\Delta d_n = 2$ г/кг) он приобретает теплоты в количестве $\Delta \mathcal{I}_n = \mathcal{I}_k - \mathcal{I}_n = 24,3 - 18,85 = 5,45$ кДж/кг.

Пример 84. Для условий примера 80 рассчитать и подобрать паровой увлажнитель воздуха, если камера размораживания оборудована двумя воздухораспределительными каналами.

Для определения разности между влагосодержаниями воздуха выполняем построение процесса. Проводим линию $K'-П$ (на рис. 20 линия изображена пунктиром), совпадающую с изотермой $t_n = 25^\circ\text{C}$, и находим, что разность между влагосодержаниями остается такой же, как и при увлажнении тонко распыленной водой, т. е. $\Delta d_n = d_n - d_{k'} = 0,6$ г/кг. При этом увлажняющая способность $G_n = W_{\text{увл}} = 3,24 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Для каждого воздухораспределительного канала предусматриваем терморадияционный паровой увлажнитель типа УТ, являющийся одновременно парогенератором, и паровой перфорированный увлажнитель (парораспределитель) типа УВП, подающий генерируемый пар в поток воздуха. Согласно данным табл. 11 и расчетному значению необходимой увлажняющей способности принимаем два увлажнителя (по количеству воздухораспределительных каналов) типа УТ-6, а также два перфорированных увлажнителя типа УВП-6.

Таблица 11

Показатели	Тип терморадияционного парового увлажнителя				
	УТ-2	УТ-3	УТ-4	УТ-6	УТ-9
Увлажняющая способность, кг/с	$0,61 \cdot 10^{-3}$	$0,92 \cdot 10^{-3}$	$1,22 \cdot 10^{-3}$	$1,83 \cdot 10^{-3}$	$2,78 \cdot 10^{-3}$
Потребляемая мощность, кВт	2	3	4	6	9
Расход электроэнергии на 1 кг пара, кВт·ч/кг	0,91	0,9	0,91	0,91	0,9
Габаритные размеры, мм	$520 \times 155 \times 184$	$520 \times 155 \times 294$	$520 \times 195 \times 184$	$520 \times 195 \times 294$	$520 \times 195 \times 400$
Масса, кг	2,7	3,5	4,2	6,4	7,3

Паровой увлажнитель типа УТ-6 оборудован шестью термоизлучателями. Следовательно, увлажнитель имеет шесть ступеней увлажнения, позволяющих в широком диапазоне изменять

относительную влажность воздуха на различных стадиях размораживания продуктов.

Пример 85. Для условий примера 82 рассчитать и подобрать паровой увлажнитель, если конечная относительная влажность воздуха так же, как и при увлажнении водой, равна 95%.

На рис. 21 процесс увлажнения воздуха паром в камере хранения ящ изображен пунктирной линией $B-Y_n$, совпадающей с изотермой $t_b=0^\circ\text{C}$. Определяем разность между влагосодержаниями воздуха $\Delta d_n = d_{y_n} - d_b = 3,6 - 3 = 0,6 \text{ г/кг}$ и необходимую увлажняющую способность парового увлажнителя

$$G_n = 8,6 \cdot 1,267 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} = 6,54 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Из расчета следует, что при увлажнении воздуха одного и того же количества при одинаковой начальной и конечной относительной влажности необходимая увлажняющая способность при обработке паром больше, чем при обработке тонко распыленной водой, так как разность между влагосодержаниями в первом случае всегда больше.

Пример 86. В камере объемом $V_k = 30 \text{ м}^3$ происходит тепловая обработка мясoproдуктов при средней температуре воздуха $t_b = 60^\circ\text{C}$ и средней относительной влажности $\phi_b = 85\%$. Заданная влажность воздуха поддерживается путем увлажнения его паром. Диапазон изменения влажности составляет $\pm 5\%$. Кратность циркуляции воздуха $n_{\text{ц}} = 15 \text{ ч}^{-1}$, $p_6 = 101,325 \text{ кПа}$. Рассчитать необходимую увлажняющую способность парового увлажнителя и подобрать его тип, учитывая, что камера оборудована двумя воздухораспределительными каналами.

Считаем, что процесс увлажнения воздуха изотермический, и определяем разность между влагосодержаниями. Предварительно по приложению I находим, что при температуре $t = 60^\circ\text{C}$ $p_n = 19,82 \text{ кПа}$. Влагосодержание воздуха при $\phi_1 = 80\%$ и $\phi_2 = 90\%$

$$d = 622 \frac{\phi p_n}{p_6 - \phi p_n}.$$

Подставляя известные данные, находим $d_1 = 115,39 \text{ г/кг}$ и $d_2 = 132,9 \text{ г/кг}$, $\Delta d_n = 17,51 \text{ г/кг}$.

Увлажняющая способность составляет:

$$G_n = \frac{V_k n_{\text{ц}} \Delta d_n \cdot 10^{-3}}{3600} = \frac{30 \cdot 15 (132,9 - 115,39)}{3600 \cdot 1000} = 0,0022 \text{ кг/с.}$$

По данным табл. 11 принимаем два паровых терморadiационных увлажнителя типа УТ-4, общая увлажняющая способность которых $G_n = 2,44 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$, и два перфорированных паровых увлажнителя типа УВП, имеющих такую же увлажняющую способность. Диаметр трубки увлажнителя $d_y = 15 \text{ мм}$, длина $l = 200 \text{ мм}$. Перфорированная трубка увлажнителя вводится непосредственно в камеру вблизи места выхода приточного воздуха из воздухораспределительных каналов.

Пример 87. В холодный период года наружный воздух, параметры которого равны расчетным параметрам Б для Москвы, смешивается с воздухом состояния В, выходящим из котлетного цеха и имеющим параметры $t_b = 12^\circ\text{C}$, $\varphi_b = 65\%$, до состояния С, когда температура смеси $t_c = 6^\circ\text{C}$, а затем увлажняется паром до состояния О, при котором относительная влажность $\varphi_0 = 90\%$. Рассчитать необходимую увлажняющую способность и подобрать тип парового увлажнителя для установки его в системе кондиционирования котлетного цеха, если $V = 1,2 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для определения разности между влажосодержаниями выполняем построение в $\mathcal{T}-d$ -диаграмме (рис. 22) процессов смешения наружного воздуха с внутренним (линия $H-B$) и увлажнения смеси (линия $C-O$). Графически определяем $d_0 = 5,2 \text{ г/кг}$ и $d_c = 4,6 \text{ г/кг}$. Следовательно, $\Delta d_{\text{н}} = 0,6 \text{ г/кг}$.

Полученная разность между влажосодержаниями соответствует положению точки смеси, при котором параметры наружного воздуха равны расчетным ($t_n = -26^\circ\text{C}$, $\mathcal{I}_n = -25,2 \text{ кДж/кг}$), и является минимальной для заданного количественного соотношения наружного и внутреннего воздуха.

Чтобы определить максимальную разность между влажосодержаниями, на $\mathcal{T}-d$ -диаграмму наносим климатическую кривую для Москвы, выбираем на ней два произвольных состояния наружного воздуха H' и H'' , когда его температура выше расчетной, но ниже температуры смеси ($t_n < t_{n'} < t_c$ и $t_n < t_{n''} < t_c$). При нанесении линий смеси $B-H'$ и $B-H''$ находим, что при повышении температуры наружного воздуха увеличивается его количество в смеси. В $\mathcal{T}-d$ -диаграмме это соответствует увеличению отношения отрезков, характеризующих количество наружного воздуха и общего количества воздуха ($\frac{BC'}{BH'} > \frac{BC}{BH}$ и $\frac{BC''}{BH''} > \frac{BC'}{BH'}$). При этом одновременно растет разность между влажосодержаниями, так как $C'O > CO$ и $C''O > CO$. Из построения

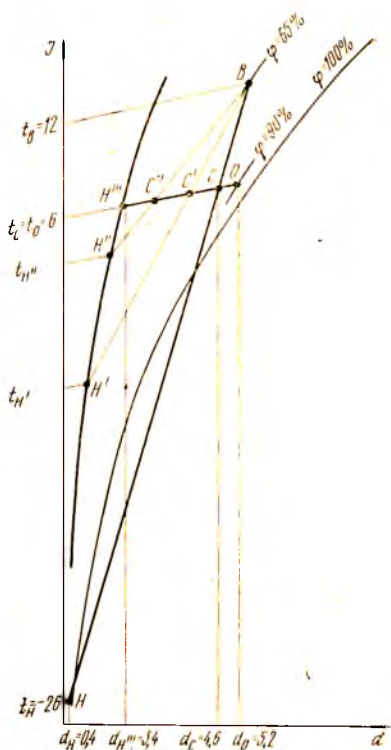


Рис. 22. К примеру 87

следует, что при дальнейшем повышении температуры наружного воздуха будет увеличиваться его количественное содержание в смеси и при температуре $t_{н*} = t_c = t_0 = 6^\circ\text{C}$ в систему кондиционирования будет подаваться только наружный воздух. При этом разность между влагосодержаниями воздуха при его увлажнении паром равна максимальной

$$(\Delta d_{п} = \Delta d_{\text{макс}} = d_0 - d_{н*} = 5,2 - 3,4 = 1,8 \text{ г/кг}).$$

Максимальную увлажняющую способность рассчитываем следующим образом:

$$G_{п\text{макс}} = V\rho\Delta d_{\text{макс}} \cdot 10^{-3} = 1,2 \cdot 1,241 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} = 0,00268 \text{ кг/с}.$$

Принимаем к установке в системе кондиционирования паровой терморadiaционный увлажнитель типа УТ-9, максимальная увлажняющая способность которого $G_{п} = 0,00278 \text{ кг/с}$.

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА АДСОРБЕНТАМИ

Пример 88. В помещении для хранения фасованных сублимированных продуктов параметры воздуха ($t_{в} = 18^\circ\text{C}$ и $\varphi_{в} = 45\%$) поддерживаются с помощью силикагелевого адсорбера. Относительная влажность воздуха, выходящего из адсорбера, $\varphi_{п} = 35\%$, количество воздуха $L_{\text{адс}} = 1,0 \text{ кг/с}$. Процесс изменения состояния воздуха в помещении происходит без подвода и отвода теплоты, $p_0 = 85,325 \text{ кПа}$. Рассчитать осушающую способность адсорбера, а также определить толщину, площадь поверхности и объем адсорбирующего слоя.

Осушающую способность адсорбера $W_{\text{адс}}$ (в кг/с) находим по формуле

$$W_{\text{адс}} = L_{\text{адс}} \Delta d_{\text{адс}} \cdot 10^{-3}, \quad (27)$$

где $\Delta d_{\text{адс}}$ — разность между влагосодержаниями воздуха до и после осушения в адсорбере, г/кг.

Для определения разности между влагосодержаниями выполним построение в $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса изменения состояния воздуха в адсорбере. Наносим точку B , характеризующую параметры воздуха на входе в адсорбер, и определяем $d_{в} = 6,7 \text{ г/кг}$. Если пренебречь отклонением луча процесса осушения воздуха от изохоры $\mathcal{I}_{в}$ в связи с относительно небольшой длиной отрезка $П-B$, то точка $П$, которая характеризует параметры воздуха, выходящего из адсорбера, лежит на пересечении линий $\mathcal{I}_{в} = \text{const}$ и $\varphi_{п} = 35\%$ (влагосодержание $d_{п} = 6 \text{ г/кг}$). Линия $B-П$ представляет собой луч процесса осушения воздуха в адсорбере, а линия $П-B$ — луч процесса его увлажнения в помещении.

Подставляя в формулу известные данные, находим $W_{\text{адс}} = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$.

Учитывая осушающую способность адсорбера, объем адсорбирующего слоя $V_{адс}$ (в м³) определяем по формуле

$$V_{адс} = \frac{W_{адс} \tau_{адс}}{\rho_{адс} a_{адс}}, \quad (28)$$

где $\tau_{адс}$ — продолжительность периода адсорбции, с; $\rho_{адс}$ — плотность адсорбента, кг/м³; $a_{адс}$ — коэффициент адсорбции, кг/кг.

Продолжительность периода адсорбции принимаем $\tau_{адс} = 2 \text{ ч} = 7200 \text{ с}$. Плотность силикагеля $\rho_{адс} = 650 \text{ кг/м}^3$ [4]. Коэффициент адсорбции находим с помощью уравнения

$$a_{адс} = 0,6 \varphi_2,$$

где φ_2 — относительная влажность воздуха, выходящего из адсорбера, относительные единицы.

Учитывая, что $\varphi_2 = 0,35$, получаем значение $a_{адс} = 0,21 \text{ кг/кг}$.

Подставляя известные данные в формулу (28), определяем $V_{адс} = 0,04 \text{ м}^3$.

Площадь поверхности адсорбирующего слоя $F_{адс}$ рассчитываем по формуле

$$F_{адс} = \frac{L_{адс}}{\omega_{адс} \rho}, \quad (29)$$

где $\omega_{адс}$ — скорость набегающего потока воздуха, м/с; ρ — плотность воздуха, входящего в адсорбер, кг/м³.

Рекомендуемая скорость $\omega_{адс} = 0,1 \dots 0,5 \text{ м/с}$. Принимаем $\omega_{адс} = 0,25 \text{ м/с}$. Затем рассчитываем плотность воздуха:

$$\rho = \rho_n \frac{p_6}{101,325} = 1,213 \frac{85,325}{101,325} = 1,021 \text{ кг/м}^3,$$

где 1,213 — плотность воздуха при нормальном атмосферном давлении $p_6 = 101,325 \text{ кПа}$ и температуре его на входе в адсорбер $t = 18^\circ\text{C}$.

При подстановке известных данных в формулу (29) находим $F_{адс} = 3,33 \text{ м}^2$. Зная $V_{адс}$ и $F_{адс}$, определяем толщину адсорбирующего слоя

$$\delta_{адс} = \frac{V_{адс}}{F_{адс}} = \frac{0,04}{3,33} = 0,012 \text{ м}. \quad (29a)$$

Таким образом, для поддержания в помещении хранения фасованных сублимированных продуктов относительной влажности воздуха $\varphi = 45\%$ необходимо установить силикагелевый адсорбер, площадь поверхности адсорбирующего слоя которого $F_{адс} = 3,33 \text{ м}^2$, а толщина $\delta_{адс} = 0,012 \text{ м}$. Как правило, помещения, в которых необходимо поддерживать пониженную влажность воздуха, оснащают двумя адсорберами, включаемыми попеременно. Если один адсорбер работает в режиме адсорбции (осушения воздуха), то другой — в режиме десорбции (регенерации адсорбента).

Десорбцию осуществляют, пропуская через адсорбер нагретый (десорбирующий) воздух.

Пример 89. Для условий примера 88 рассчитать количество десорбирующего воздуха, количество теплоты, подводимой к нему в режиме десорбции и отводимой от силикагеля при охлаждении его после десорбции.

Количество десорбирующего воздуха принимаем с учетом соотношения $L_{\text{дес}} = (1,5 \dots 2) L_{\text{адс}}$. Считаем, что $L_{\text{дес}} = 1,5 L_{\text{адс}} = 1,5 \cdot 1 = 1,5 \text{ кг/с}$.

Количество теплоты, необходимой для нагревания десорбирующего воздуха, $Q_{\text{дес}}$ в кВт (обычно температура нагревания воздуха при десорбции силикагеля $t = 120^\circ\text{C}$) при продолжительности периода десорбции $\tau_{\text{дес}} = 1 \text{ ч}$ определяем с помощью уравнения

$$Q_{\text{дес}} \approx 0,53 L_{\text{адс}} \Delta d_{\text{адс}} \tau_{\text{адс}} \cdot 10^{-3}.$$

Учитываем известные данные и определяем $Q_{\text{дес}} = 2,67 \text{ кВт}$.

Количество теплоты, отводимой от силикагеля после режима десорбции, с учетом продолжительности периода охлаждения $\tau_{\text{охл}} = 0,5 \text{ ч}$ рассчитываем по формуле

$$Q_{\text{хол}} = 33 V_{\text{адс}} = 33 \cdot 0,04 = 1,32 \text{ кВт}.$$

Полученные значения $L_{\text{дес}}$, $Q_{\text{дес}}$ и $Q_{\text{хол}}$ позволяют подобрать вентилятор, предназначенный для циркуляции десорбирующего воздуха, воздухонагреватель и устройство охлаждения силикагеля (змеевик или рубашку адсорбера, охлаждаемые водой). При этом расход воды $W_x = Q_{\text{хол}} / 4,19 \Delta t_{\text{в}}$.

В состав адсорберов, серийно изготавливаемых промышленностью, помимо адсорбирующих слоев и вентилятора, осуществляющего циркуляцию воздуха в режиме адсорбции, входит оборудование для осуществления режима десорбции (вентилятор, воздухонагреватель и охлаждающее устройство), а также система автоматического контроля и переключения режимов работы адсорбера, что создает большие удобства при эксплуатации систем кондиционирования, работающих с применением режимов осушения воздуха адсорбентами.

Пример 90. Для условий примера 88 подобрать серийно выпускаемый адсорбер.

В табл. 12 приведены технические данные силикагелевых адсорберов типа ВОУ.

Производительность адсорбера по воздуху V (в $\text{м}^3/\text{с}$) определяем по формуле

$$V = \frac{L}{\rho} = \frac{1}{1,201} = 0,83 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Затем по расчетному значению V и данным, приведенным в табл. 12, находим, что для осушения воздуха необходимы два силикагелевых адсорбера типа ВОУ-3000.

Таблица 12

Показатели	БОУ-2000	БОУ-3000
Производительность по осушаемому воздуху, м ³ /с	0,56	0,83
Относительная влажность осушенного воздуха (на выходе из осушителя при $t_{\text{ков}}=10 \dots 30^{\circ}\text{C}$), %	До 10	До 10
Вид энергии, используемой на десорбцию	Электроэнергия; пар	Электроэнергия; пар
Адсорбент	Силикагель	Силикагель
Габаритные размеры, мм	2645×2280×1890	3200×2100×2050
Установочная мощность, кВт	15	23

Пример 91. В теплоизолированном аппарате поддерживается режим сушки сырокопченых колбас: $t_v=12^{\circ}\text{C}$, $\varphi_v=75\%$, $\omega_v=0,2$ м/с. Для создания заданной скорости движения воздуха в зоне размещения продукта кратность циркуляции воздуха в аппарате $n_{\text{ц}}=11$ ч⁻¹. Объем аппарата $V_{\text{ап}}=30$ м³. Тепловлажностный коэффициент процесса сушки $\epsilon=0$. Масса продукта $G_{\text{пр}}=600$ кг. Нормируемая усушка продукта $\Delta g=12\%$. Продолжительность процесса сушки $\tau_c=18$ сут., $p_6=85,325$ кПа. Рассчитать осушающую способность силикагелевого адсорбера, площадь поверхности, объем и толщину адсорбирующего слоя, аэродинамическое сопротивление адсорбера, а также разность между влагосодержаниями $\Delta d_{\text{адс}}$, соответствующую рабочей разности между температурами приточного и внутреннего воздуха $\Delta t_p \leq 1,5^{\circ}\text{C}$.

Осушающую способность адсорбера $W_{\text{адс}}$ (в кг/с) рассчитываем по формуле

$$W_{\text{адс}} = \frac{W_{\text{адсс}}}{\tau_{\text{адс}} n_{\text{ц}}},$$

где $W_{\text{адсс}}$ — количество влаги, поглощаемой адсорбером за весь процесс сушки, кг; $n_{\text{ц}}$ — количество периодов (циклов) работы адсорбера в режиме адсорбции.

Количество влаги, поглощаемой одним адсорбером за весь процесс сушки, определяем по формуле

$$W_{\text{адс}} = \frac{G_{\text{пр}} \Delta g}{100 \cdot 2} = \frac{600 \cdot 12}{100 \cdot 2} = 36 \text{ кг}.$$

Принимаем $\tau_{\text{адс}}=2$ ч=7200 с и находим количество циклов работы одного адсорбера:

$$n_{\text{ц}} = \frac{\tau_c}{\tau_{\text{адс}} \cdot 2} = 108,$$

где $\tau_c=18 \cdot 24=432$ ч.

Подставляя известные данные в формулу, определяем $W_{\text{адс}} = 0,0462 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Затем рассчитываем количество воздуха $L_{\text{адс}}$ и необходимую разность между влагосодержаниями $\Delta d_{\text{адс}}$ в процессе сушки колбас:

$$L_{\text{адс}} = V_{\text{ан}} n_{\text{нрн}} \frac{85,325}{101,325} \frac{1}{3600} = 30 \cdot 11 \cdot 1,239 \frac{85,325}{101,325} \frac{1}{3600} = 0,096 \text{ кг/с}$$

$$\Delta d_{\text{адс}} = \frac{W_{\text{адс}} \cdot 10^3}{L_{\text{адс}}} = \frac{0,0462 \cdot 10^{-3} \cdot 10^3}{0,096} = 0,48 \text{ г/кг.}$$

Выполняем построение в $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса сушки колбас. Наносим точку B , параметры которой $t_{\text{в}_1} = 12^\circ \text{C}$ и $\varphi_{\text{в}_1} = 75\%$, и определяем влагосодержание $d_{\text{в}_1} = 7,75$ г/кг. Затем из точки B проводим луч процесса сушки $\epsilon = 0$, совпадающий с изотентальной $\mathcal{I}_{\text{в}}$, до пересечения с линией влагосодержания $d_{\text{п}_1} = d_{\text{в}_1} - \Delta d_{\text{адс}} = 7,75 - 0,48 = 7,27$ г/кг. На пересечении получаем точку Π ($t_{\text{п}} = 13,3^\circ \text{C}$, $\varphi_{\text{п}} = 58\%$). При этом $\Delta t_{\text{р}} = 13,3 - 12 = 1,3^\circ \text{C} < 1,5^\circ \text{C}$.

Площадь поверхности $F_{\text{адс}}$, объем $V_{\text{адс}}$ и толщину $\delta_{\text{адс}}$ адсорбирующего слоя находим с помощью уравнений (28), (29), (29а). Скорость набегающего потока воздуха принимаем равной 0,5 м/с.

$$F_{\text{адс}} = \frac{0,096}{0,5 \cdot 1,239 \frac{85,325}{101,325}} = 0,184 \text{ м}^2;$$

$$V_{\text{адс}} = \frac{0,0462 \cdot 10^{-3} \cdot 7200}{650 \cdot 0,6 \cdot 0,58} = 0,00147 \text{ м}^3;$$

$$\delta_{\text{адс}} = \frac{0,00147}{0,184} = 0,0084 \text{ м.}$$

Аэродинамическое сопротивление адсорбера определяем по формуле

$$\Delta p_{\text{адс}} = C \delta_{\text{адс}} \omega_{\text{адс}}^n,$$

где C — коэффициент, равный 40 для силикагеля; n — показатель степени, равный 2 для силикагеля.

Подставляя известные данные, находим, что $\Delta p_{\text{адс}} = 80 \text{ Па}$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для условий примера 69 определить, как изменятся диаметр выходного отверстия и количество форсунок, а также количество и давление воды, если принять к установке двухрядную камеру орошения, имеющую плотность размещения форсунок 18 шт./($\text{м}^2 \cdot \text{ряд}$) (вариант a), принять к установке трехрядную камеру орошения с плотностью размещения 18 и 24 шт./($\text{м}^2 \cdot \text{ряд}$) (варианты b , $в$). В каком из вариантов количество воды, подаваемой в камеру орошения, будет наименьшим и почему?

2. Для условий примера 69 рассчитать количество и давление воды, подаваемой в камеру орошения, а также ее температуру на входе в камеру

и выходе из нее, если обработка воздуха происходит

ОКФ. В какой камере орошения количество воды будет

3. Наружный воздух, начальные параметры которого известны для г. Киева (параметры Б), обрабатывается в камере орошения. Тепловая нагрузка на камеру орошения $Q=200$ кВт, расход воздуха $V=22,0$ м³/с, коэффициент орошения $B_{ор}=1,5$. Определить конечные параметры воздуха, начальную и конечную температуру ОКФ.

4. Для условий примера 77 определить конечные параметры воздуха: давление воды $p_w=150$ кПа (вариант а), удельная осушающая способность камеры орошения $\Delta d=1,2$ г/кг (вариант б), а также, как изменятся параметры воздуха, если давление воды уменьшится в 2 раза.

5. Камера орошения ОКС секционного кондиционера КТЦ 63 предназначена для влажностной обработки смеси наружного и внутреннего воздуха. Параметры воздуха, выходящего из камеры, в течение всего года постоянны: $t_2=6^\circ\text{C}$, $\phi_2=95\%$. Параметры воздуха, входящего в камеру, в холодный и теплый период, соответствуют расчетным ($t_{1х}=9^\circ\text{C}$; $\mathcal{I}_{1х}=16^\circ\text{C}$; $\mathcal{I}_{1т}=34$ кДж/кг). Атмосферное давление $p_6=101,325$ кПа. Количество воздуха равно номинальной производительности кондиционера. Рассчитать количество и температуру воды, подаваемой в оросительные системы камеры.

6. В кондиционере, предназначенном для сухого нагревания и изохлорного увлажнения воздуха, необходимо названные процессы заменить процессом увлажнения с одновременным подводом теплоты, выполняемым в камере орошения ОКФ. Начальные и конечные параметры воздуха следующие: $t_1=2^\circ\text{C}$ и $\phi_1=40\%$; $t_2=7^\circ\text{C}$ и $\phi_2=90\%$. Количество воздуха $V=8,7$ м³/с, $p_6=101,325$ кПа. Построить в $\mathcal{I}-d$ диаграмме процесс изменения состояния воздуха, рассчитать теплопроизводительность и увлажняющую способность камеры, начальную и конечную температуры воды, а также определить, насколько изменится количество воды, подаваемой в камеру орошения, в случае увлажнения воздуха с одновременным подводом к нему теплоты по сравнению с количеством воды, подаваемой при изохлорном увлажнении.

7. В производственное помещение подается воздух, параметры которого $t_{п}=18^\circ\text{C}$ и $\phi_{п}=80\%$. Тепловлажностный коэффициент луча процесса в помещении $\epsilon=\infty$, рабочая разность между энтальпиями $\Delta I_p=8$ кДж/кг. В помещении установлено устройство для доувлажнения воздуха водой до $\phi=80\%$. Определить необходимое количество пневматических форсунок тонкого распыла, учитывая, что при проведении технологического процесса рабочая разность между влагосодержаниями Δd_p изменяется до 1 г/кг, а рабочая разность между энтальпиями ΔI_p остается неизменной. Количество воздуха $V=2,8$ м³/с.

8. В системе кондиционирования камеры созревания сыров внутренний воздух смешивается в холодный период с наружным. Полученная смесь поступает сначала в паровой увлажнитель, а затем в камеру созревания. Параметры внутреннего воздуха $t_{в}=12^\circ\text{C}$ и $\phi_{в}=70\%$. Тепловлажностный коэффициент процесса созревания сыра $\epsilon=8400$ кДж/кг, рабочая разность между энтальпиями $\Delta \mathcal{I}_p=3,2$ кДж/кг, тепловлажностный коэффициент процесса смешения $\epsilon_{см}=6600$ кДж/кг. Рассчитать максимальную и минимальную увлажняющую способность парового увлажнителя и подобрать его тип, если известно, что при созревании сыра тепловлажностный коэффициент увеличивается до $\epsilon=16150$ кДж/кг, рабочая разность между энтальпиями уменьшается в 1,5 раза, а тепловлажностный коэффициент процесса смешения изменяется до 5000 кДж/кг. Количество воздуха $L=2$ кг/с.

9. В универсальной холодильной камере для хранения охлажденных и мороженых продуктов относительная влажность воздуха $\phi=95\%$. Рассчитать увлажняющую способность и подобрать паровой увлажнитель, если температура воздуха в камере при хранении охлажденных продуктов $t_1=-1^\circ\text{C}$, при хранении мороженых продуктов $t_2=-20^\circ\text{C}$. Относительная влажность воздуха до увлажнения $\phi=85\%$. Количество воздуха, подаваемого в режиме

продуктов, $V_1 = 2,7 \text{ м}^3/\text{с}$, а в режиме хранения моро-
 женой продукции $V_2 = 4 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_6 = 101,325 \text{ кПа}$.
 10. Для условия хранения охлажденной продукции температура 91 определить, как изменится осушающая спо-
 собность адсорбента, если осушителя увеличится на 25% (вариант а), продолжитель-
 ность сушки уменьшится в 1,5 раза (вариант б), количество одновременно осушаемых слоев, если осушителя уменьшится в 2 раза (вариант в), допустимая рабо-
 тающая температура приточного и внутреннего воздуха станет равной (вариант г).

РАСЧЕТЫ И ПОДБОР ПОВЕРХНОСТНЫХ ПЛОЩАДНО-ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ СЕКЦИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КДА И КТЦ

Воздухонагреватели секционных кондиционеров КДА изготавливаются с одним (однорядные) или двумя рядами (двухрядные) теплообмен-

ными и двухрядные воздухонагреватели выпускают с обводным каналом (с воздушным клапаном и без него). Воздушные клапаны, устанавливаемые в обводных каналах, оборудованы ручным приводом.

Характеристика воздухонагревателей кондиционеров КДА приведена в приложении VIII.

В кондиционерах КТЦ применяют воздухонагреватели, состоящие из унифицированных для всего ряда кондиционеров КТЦ базовых теплообменников. Базовые теплообменники имеют одинаковую ширину 1,655 м и высоту, равную 1; 1,5 и 2 м. Они так же, как и воздухонагреватели кондиционеров КДА, бывают одно- и двухрядные. Кроме того, их изготавливают с обводным каналом и без него. В обводном канале может быть установлен воздушный клапан с ручным, пневматическим или электрическим приводом.

Воздухонагреватели применяют в кондиционерах, работающих на основе базовой схемы I, а также в кондиционерах, работающих на основе всех модифицированных схем (см. приложение IX).

В качестве теплоносителя воздухонагревателей используется горячая вода температурой до 90°C либо вода от ТЭЦ температурой до 180°C и давлением до 1,2 МПа.

Характеристика воздухонагревателей кондиционеров КТЦ приведена в приложении IX.

Цель расчета воздухонагревателей заключается в определении теплопроизводительности, площади теплопередающей поверхности, количества воды и способа присоединения трубопроводов. В случае использования в качестве теплоносителя перегретой воды расчет воздухонагревателей необходимо выполнить с учетом графика работы ТЭЦ. Кроме того, при расчете воздухонагревателей определяют сопротивление проходу воздуха в межреберном пространстве воздухонагревателя и проходу воды в трубках (аэродинамическое и гидравлическое сопротивление).

Известны методы расчета и подбора воздухонагревателей секционных кондиционеров без применения номограмм и с применением номограмм.

Метод расчета и подбора воздухонагревателей без применения номограмм [4] основан на совместном решении уравнений теплопередачи и теплового баланса воздухонагревателей по воздуху и воде:

$$Q_{\text{нагр}} = k F_{\text{нагр}} \Delta t_{\text{ср}} \cdot 10^{-3}; \quad (30)$$

$$Q_{\text{нагр}} = L c \Delta t_{\text{в}} = V \rho c \Delta t_{\text{в}}; \quad (31)$$

$$Q_{\text{нагр}} = W c_w \Delta t_w, \quad (32)$$

где $Q_{\text{нагр}}$ — тепловая нагрузка на воздухонагреватель (теплопроизводительность воздухонагревателя), кВт; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $F_{\text{нагр}}$ — площадь теплопередающей поверхности воздухонагревателя, м²; $\Delta t_{\text{ср.л}}$ — средний логарифмический температурный напор, °С; Δt_w — разность между температурами воздуха, выходящего из воздухонагревателя и входящего в него (разность между температурами по воздуху), °С; Δt_w — разность между температурами воды, входящей в воздухонагреватель и выходящей из него (разность между температурами по воде), °С.

Коэффициент теплопередачи k воздухонагревателя можно представить в виде зависимости

$$k = a (\omega \rho)^{n_{\omega}} n_w^r, \quad (33)$$

где a , n_{ω} , r — коэффициенты, постоянные для конкретного типа базового теплообменника; $\omega \rho$ — массовая скорость движения воздуха, кг/(с·м²); ω_w — скорость движения воды в трубах теплообменников воздухонагревателя, м/с.

Значения коэффициентов a , n_{ω} , r для теплообменников воздухонагревателей, входящих в состав кондиционеров КДА и КТЦ, приведены в табл. 13.

Т а б л и ц а 13

Число рядов	Значения коэффициентов		
	a	n_{ω}	r
Один	23,32	0,53	0,12
Два	21,03	0,53	0,11

Средний логарифмический температурный напор рассчитывают по формуле

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{(t_{w_1} - t_2) - (t_{w_2} - t_1)}{2,3 \lg \frac{t_{w_1} - t_2}{t_{w_2} - t_1}} \epsilon_{\Delta t}, \quad (34)$$

где t_{w_1} , t_{w_2} — температура воды, входящей в воздухонагреватель и выходящей из него, °С; t_1 , t_2 — температура воздуха, входящего в воздухонагреватель и выходящего из него, °С; $\epsilon_{\Delta t}$ — поправочный коэффициент, учитывающий перекрестное движение воздуха и воды.

Коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$ определяют графически (рис. 23) в зависимости от значений коэффициентов P и R :

$$P = \frac{t_2 - t_1}{t_{w_1} - t_1}; \quad (35)$$

$$R = \frac{t_{w_1} - t_{w_2}}{t_2 - t_1}. \quad (36)$$

Обычно с помощью уравнения (31) рассчитывают теплопроизводительность воздухонагревателя, уравнения (30) — площадь теплопередающей поверхности, а уравнения (32) — количество воды, подаваемой в воздухонагреватель.

Гидравлическое сопротивление воздухонагревателей Δp_w (в кПа) определяют по формуле

$$\Delta p_w = A \omega_w^2, \quad (37)$$

где A — коэффициент, учитывающий гидравлическое сопротивление базовых теплообменников (табл. 14).

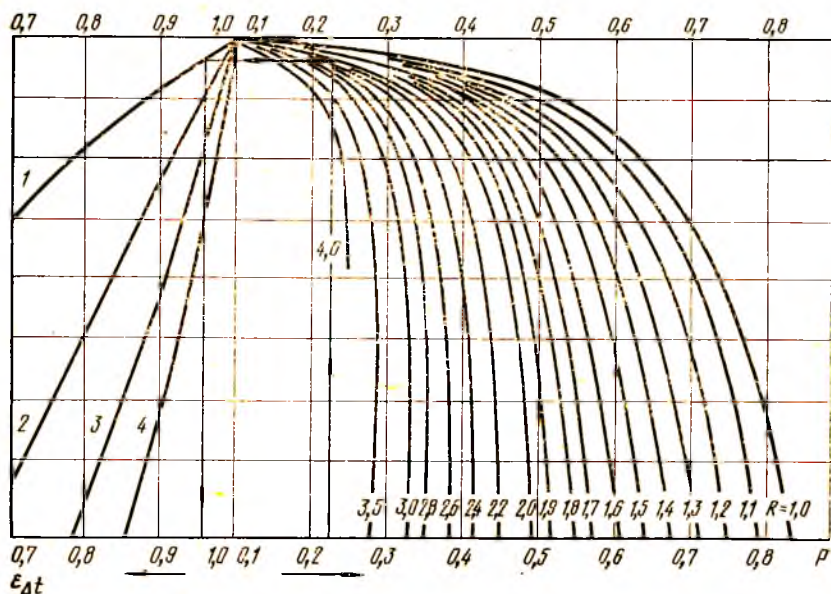


Рис. 23. Номограмма для определения поправочного коэффициента $\epsilon_{\Delta r}$ к средней логарифмической разности температур при перекрестном токе:

1 — однократном; 2 — двукратном; 3 — трехкратном; 4 — четырехкратном

Т а б л и ц а 14

Показатели	Вид базового теплообменника					
	однометровый		полутораметровый		двухметровый	
	одноряд- ный	двух- рядный	одноряд- ный	двух- рядный	одноряд- ный	двух- рядный
Коэффициент A	13,6	22,6	20,5	32,7	27,2	45,2

Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателей $\Delta p_{вн}$ (в Па) рассчитывают по формуле

$$\Delta p_{вн} = b \omega_{фр}^m \psi, \quad (38)$$

где b , m — коэффициенты, постоянные для конкретного вида базового теплообменника (для однорядного теплообменника $b=6,82$ и $m=1,97$; для двух-

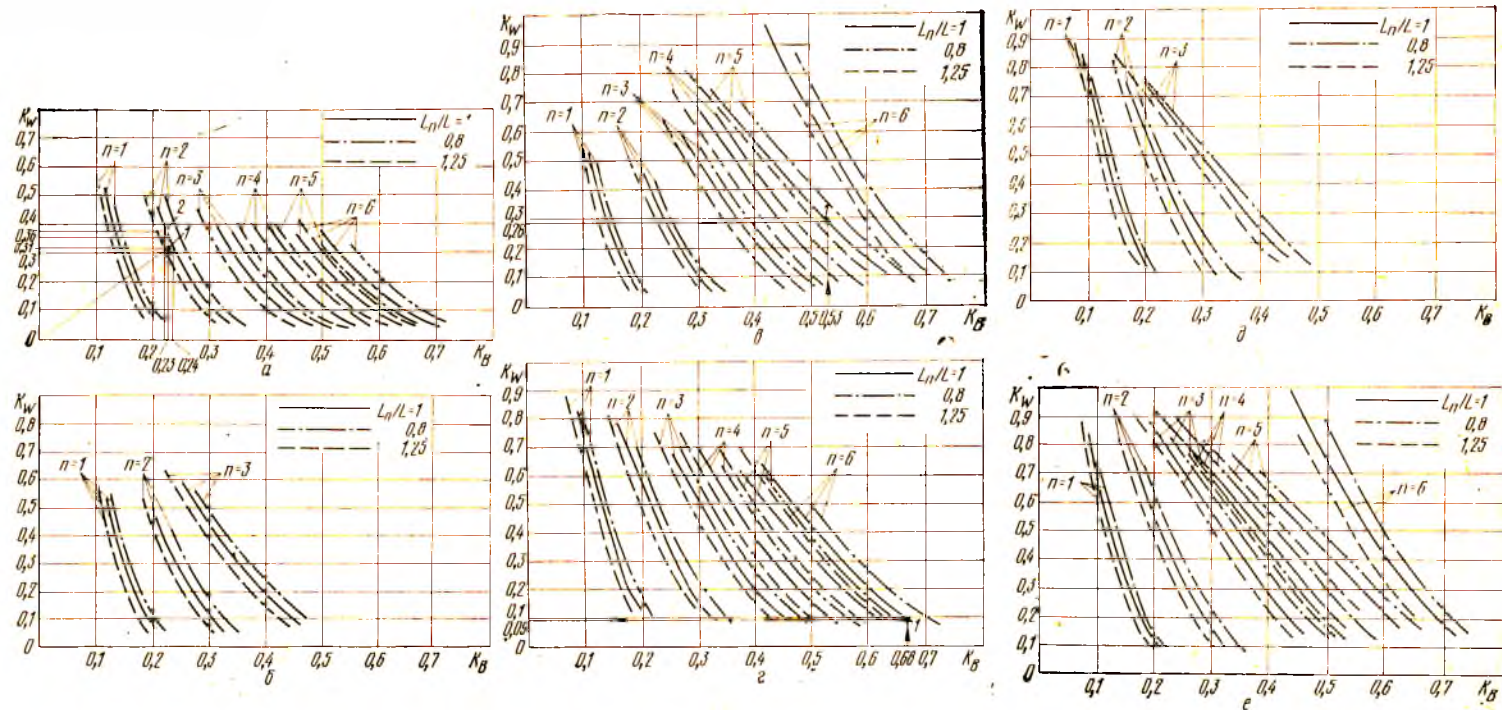


Рис. 24. Номограммы для расчета воздухонагревателей секционных кондиционеров КДА:

а — для воздухонагревателей кондиционеров КД-10А при параллельной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя; б — для воздухонагревателей кондиционеров КД-10А при последовательной параллельной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя; в — для воздухонагревателей кондиционеров КД-10А при последовательной противоточной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя; г — для воздухонагревателей кондиционеров КД-20А при параллельной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя; д — для воздухонагревателей кондиционеров КД-20А при последовательной противоточной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя; е — для воздухонагревателей кондиционеров КД-20А при последовательной параллельной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя.

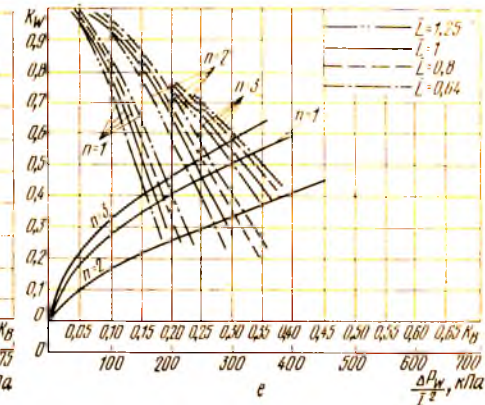
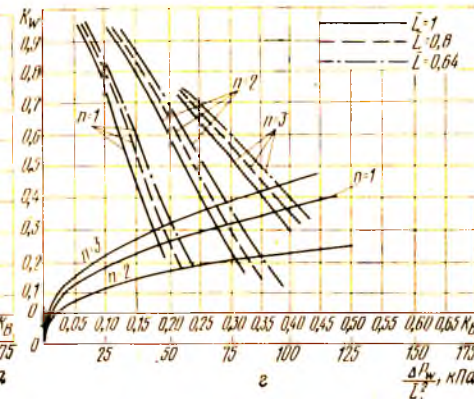
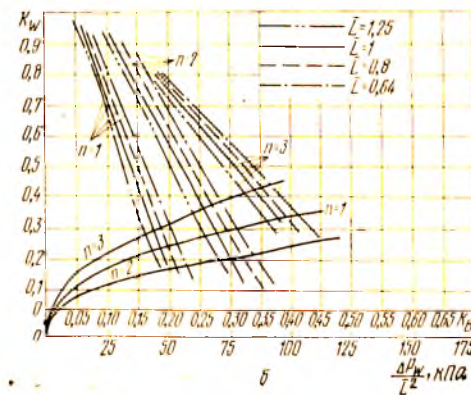
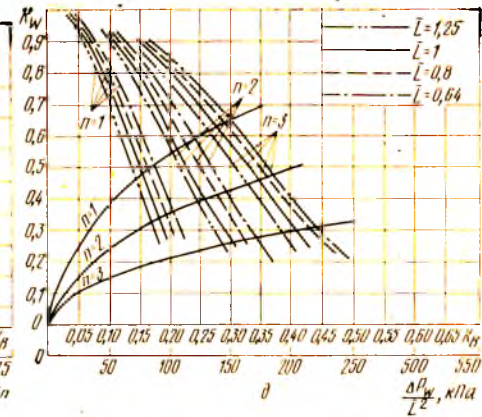
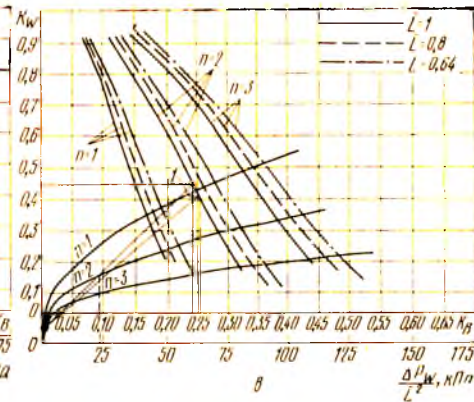
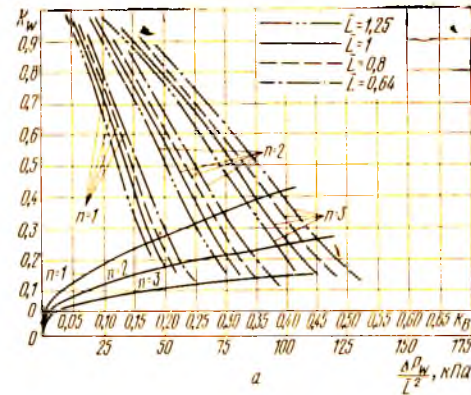
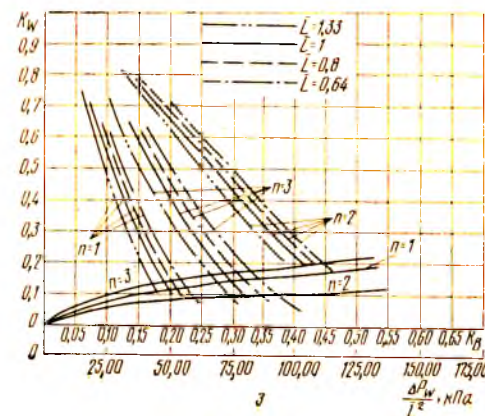
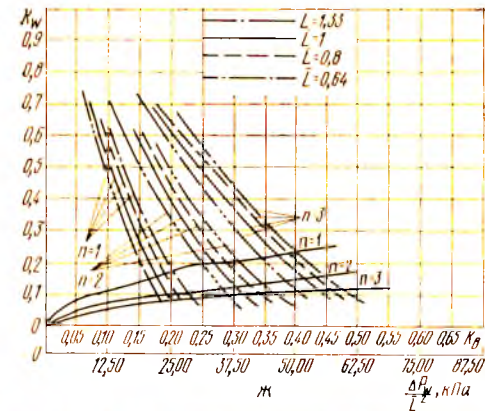


Рис. 25. Номограммы для расчета воздухонагревателей секционных кондиционеров КТЦ:

а — для воздухонагревателей кондиционеров КТЦ 31.5 и КТЦ 63 (без обводного канала), а также для воздухонагревателей кондиционеров КТЦ 40 и КТЦ 80 (с обводным каналом); схема присоединения трубопроводов теплоносителя — параллельная; *б* — для воздухонагревателей кондиционеров КТЦ 31.5 и КТЦ 63 (без обводного канала), а также для воздухонагревателей кондиционеров КТЦ 40 и КТЦ 80 (с обводным каналом); схема присоединения трубопроводов теплоносителя — последовательная; *в* — для воздухонагревателей без обводного канала кондиционеров КТЦ 40 и КТЦ 80 при параллельной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя; *г* — для воздухонагревателей без обводного канала кондиционеров КТЦ 40 и КТЦ 80 при последовательной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя; *д* — для воздухонагревателей кондиционеров КТЦ 63 (без обводного канала), а также для воздухонагревателей кондиционеров КТЦ 80 (с обводным каналом); схема присоединения трубопроводов теплоносителя — параллельная; *е* — для воздухонагревателей кондиционеров КТЦ 63 (без обводного канала), а также для воздухонагревателей кондиционеров КТЦ 80 (с обводным каналом); схема присоединения трубопроводов теплоносителя — последовательная; *ж* — для воздухонагревателей с обводным каналом кондиционеров КТЦ 31.5 и КТЦ 63 при параллельной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя; *з* — для воздухонагревателей с обводным каналом кондиционеров КТЦ 31.5 и КТЦ 63 при последовательной схеме присоединения трубопроводов теплоносителя



рядного $b=10,84$ и $m=1,15$); $\omega_{\text{фр}}$ — скорость движения воздуха в набегающем потоке (на входе в воздухонагреватель), м/с; ψ — поправочный коэффициент, значения которого приведены ниже.

$t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2}$	—10	—5	0	5	10	15	20	25	30
Коэффициент ψ	0,91	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98	1,0	1,02	1,03

Уравнения (30)—(32) имеют простой вид. Но решение их даже для однокорядных воздухонагревателей связано с определенными трудностями, вызванными нелинейностью уравнения (33). Дополнительные сложности возникают в связи с тем, что воздухонагреватели изготавливаются из теплообменников различных габаритных размеров, установленных в несколько рядов по высоте кондиционера и ходу движения воздуха. Кроме того, теплообменники характеризуются различными схемами присоединения трубопроводов для теплоносителей.

Всесоюзный научно-исследовательский институт кондиционеростроения (ВНИИкондиционер) предложил метод расчета и подбора воздухонагревателей с применением номограмм, построенных для кондиционеров КДА и КТЦ с различными вариантами присоединения трубопроводов.

Разработанные номограммы представлены в виде графиков, учитывающих следующие зависимости:

$$K_w = \frac{\Delta t_w}{\Delta t_0}; \quad (39)$$

$$K_b = \frac{\Delta t_b}{\Delta t_0}, \quad (40)$$

где K_w — коэффициент, учитывающий отношение разности между температурами по воде Δt_w к начальной разности Δt_0 между температурами воздуха и воды; K_b — коэффициент, учитывающий отношение разности Δt_b между температурами по воздуху к начальной разности Δt_0 между температурами воздуха и воды.

Разность между температурами по воде Δt_w , начальную разность между температурами Δt_0 и разность между температурами по воздуху Δt_b рассчитывают следующим образом:

$$\Delta t_w = t_{w_1} - t_{w_2}; \quad (40a)$$

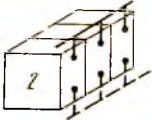
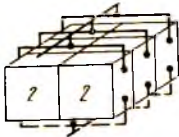
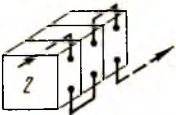
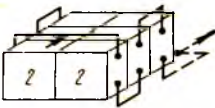
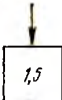
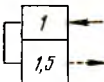
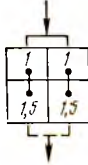
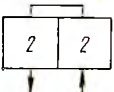
$$\Delta t_0 = t_{w_1} - t_1; \quad (40б)$$

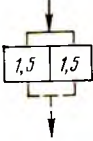
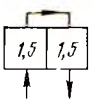
$$\Delta t_b = t_2 - t_1. \quad (40в)$$

При расчете и подборе воздухонагревателей с помощью номограммы необходимо определить на ней положение точки, координаты которой представляют собой коэффициенты K_w и K_b . Кривые, расположенные справа от этой точки, характеризуют воздухонагреватели, теплопередающая поверхность которых обеспечивает заданную теплопроизводительность с некоторым запасом, причем чем ближе кривая к полученной точке, тем меньше запас площади поверхности.

Номограммы для расчета воздухонагревателей кондиционеров КДА и КТЦ приведены на рис. 24 и 25.

С помощью номограмм можно осуществлять подбор воздухонагревателей при следующих отношениях полезной производительности кондиционера по воздуху к полной: $\bar{L} = L_u/L = 1$ (сплошные линии) и $\bar{L} = L_u/L = 1,25$ (пунктирные линии) — для воздухонагревателей без обводного капала; $\bar{L} = L_u/L = 0,8$ (штрихпунктирные линии) — для воздухонагревателей с обводным каналом.

Кондиционер	Схема присоединения	Номер схемы
КТЦ31,5-Б КТЦ40-О		1 (параллельная)
КТЦ63-Б КТЦ80-О		2 (параллельная)
КТЦ31,5-Б КТЦ40-О		3 (прямоточная последовательная)
КТЦ63-Б КТЦ80-О		4 (прямоточная последовательная)
КТЦ31,5-О		5 (параллельная и последовательно-прямоточная)
КТЦ40-Б		6 (параллельная)
КТЦ80-Б		7 (параллельная)
КТЦ63-Б КТЦ80-О		8 (параллельная)

Кондиционер	Схема присоединения	Номер схемы
КТЦ80-Б		9 (параллельная)
КТЦ63-О		10 (параллельная)
КТЦ63-О		11 (параллельная)

Примечания: 1. Буква Б, стоящая за индексом кондиционера, означает, что воздухонагреватель без обводного канала; буква О — с обводным каналом.

2. Цифра 1 обозначает одноконтурный базовый теплообменник, 1,5 — полуконтурный базовый теплообменник; 2 — двухконтурный базовый теплообменник.

По номограммам (см. рис. 25) можно определить также гидравлическое сопротивление Δp_w воздухонагревателей, входящих в состав кондиционеров КТЦ. Для этой цели на номограммах приведены графики, характеризующие зависимость Δp_w от отношения $L = L_{\pi}/L$.

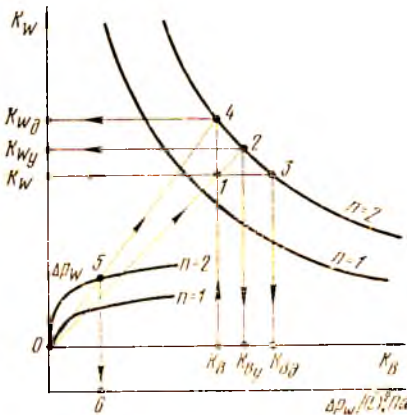


Рис. 26. Пример применения номограммы для расчета воздухонагревателей секционных кондиционеров КДА и КТЦ

Схемы присоединения трубопроводов теплоносителя к базовым теплообменникам воздухонагревателей, входящих в состав кондиционеров КТЦ, показаны в табл. 15.

Расчет воздухонагревателей с помощью номограмм (см. рис. 24 и 25) осуществляют следующим образом.

Рассчитывают значения разности между температурами Δt_b , Δt_w , Δt_o , а затем коэффициентов K_b и K_w . На номограмме находят положение точки 1, координаты которой K_b , K_w (рис. 26). Кривая, находящаяся справа от точки 1, характеризует необходимое количество рядов теплообменников. Предположим, что количество рядов $n=2$ (см. рис. 26). Далее по приложению VIII (для кондиционеров КДА) и приложению IX (для кондиционеров КТЦ) определя-

ют площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{нагр}}$ воздухонагревателя, площадь живого сечения для прохода воздуха $F_{\text{ж.с.}}$, площадь живого сечения для прохода воды $f_{\text{тр}}$.

Затем из начала координат проводят луч через точку 1 до пересечения с ближайшей кривой, находящейся за точкой, и получают точку 2, координаты которой K_{w_y} и K_{b_y} (см. рис. 26) характеризуют воздухонагреватель, имеющий площадь $F_{\text{нагр}_y}$, отличающуюся от расчетной $F_{\text{нагр}}$ на $\Delta F_{\text{нагр}}$:

$$\Delta F_{\text{нагр}} = \frac{F_{\text{нагр}_y} - F_{\text{нагр}}}{F_{\text{нагр}}} 100 = \frac{K_{b_y} - K_b}{K_b} \cdot \frac{1}{1 - \frac{K_{b_y} + K_{w_y}}{2}} 100, \quad (41)$$

где $\Delta F_{\text{нагр}}$ — запас площади теплопередающей поверхности, %; $F_{\text{нагр}_y}$ — площадь теплопередающей поверхности устанавливаемого воздухонагревателя, м²; $F_{\text{нагр}}$ — площадь теплопередающей поверхности, определяемая по расчету, м²; K_{b_y} , K_{w_y} — коэффициенты, соответствующие условиям теплообмена в устанавливаемом воздухонагревателе; K_b — коэффициент, рассчитываемый по формуле (40) и соответствующий заданным параметрам воздуха и воды.

Если запас $\Delta F_{\text{нагр}}$ не превышает 10–15%, то выбранный воздухонагреватель принимают к установке и для него рассчитывают действительную температуру воды, выходящей из воздухонагревателя, количество воды, аэродинамическое и гидравлическое сопротивление.

Так как $F_{\text{нагр}_y} > F_{\text{нагр}}$, то $Q_{\text{нагр}_y} > Q_{\text{нагр}}$ ($Q_{\text{нагр}_y}$ — теплопроизводительность устанавливаемого воздухонагревателя). Поэтому дополнительно определяют увеличение теплопроизводительности $Q_{\text{нагр}}$ воздухонагревателя (запас по теплопроизводительности). Расчет $\Delta Q_{\text{нагр}}$ выполняют с помощью действительного значения коэффициента K_{b_d} , графически определяемого следующим образом. Из точки 1 проводят прямую, параллельную оси K_b (см. рис. 26) до пересечения с ближайшей кривой. Получают точку 3, координата которой по оси абсцисс равна K_{b_d} . При этом

$$\Delta Q_{\text{нагр}} = \frac{K_{b_d} - K_b}{K_b} 100, \quad (42)$$

где $\Delta Q_{\text{нагр}}$ — запас теплопроизводительности воздухонагревателя, %; K_{b_d} — коэффициент, соответствующий действительным условиям теплообмена в устанавливаемом воздухонагревателе.

При проведении через точку 1, координаты которой K_b , K_w , вертикальной прямой до пересечения с ближайшей кривой получают точку 4 (см. рис. 26), определяющую действительное значение K_{w_d} (на оси ординат). По значению K_{w_d} рассчитывают действительную температуру воды, выходящей из воздухонагревателя,

$$t_{w_{2_d}} = t_{w_1} - K_{w_d} (t_{w_1} - t_1), \quad (43)$$

где $t_{w_{2_d}}$ — действительная температура воды, выходящей из устанавливаемого воздухонагревателя, °С; K_{w_d} — коэффициент, соответствующий действительным условиям теплообмена в устанавливаемом воздухонагревателе.

Количество воды W , подаваемой в воздухонагреватель, определяют по формуле

$$W = \frac{V \rho c K_n}{K_{w_d}}. \quad (44)$$

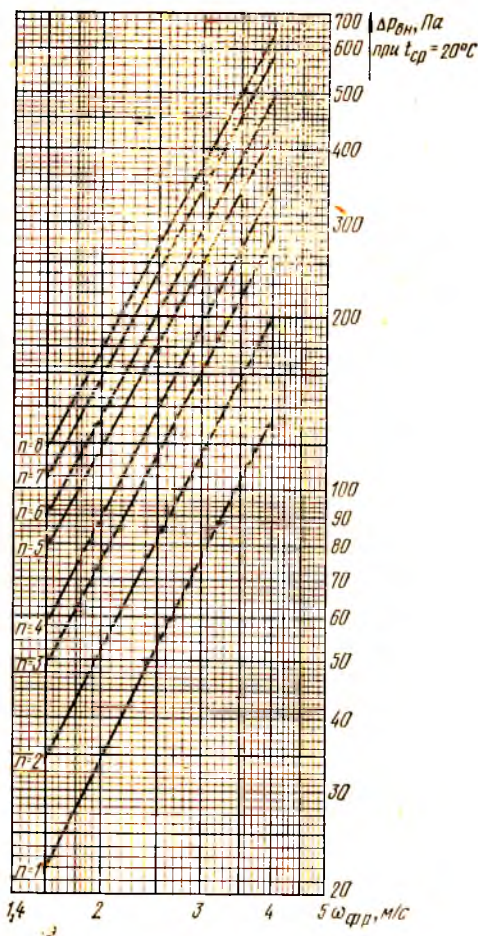


Рис. 27. Номограмма для определения аэродинамического сопротивления воздухонагревателей секционных кондиционеров КДА и КТЦ

ление $\Delta p_{\text{вн}}$ воздухонагревателей, входящих в состав кондиционеров КДА и КТЦ, рассчитывают по формуле (37). Кроме того, гидравлическое сопротивление воздухонагревателей, входящих в состав кондиционеров КТЦ, находят с помощью номограммы (см. рис. 25).

При определении гидравлического сопротивления воздухонагревателей с помощью номограммы точку 4 (см. рис. 26) соединяют с началом координат и находят точку пересечения — точку 5. Из нее опускают перпендикуляр до пересечения с осью $\Delta p_w/L^2$. Точка 6, лежащая на этой оси, характеризует искомое значение:

$$\Delta p_w = (\Delta p_w/L^2) L^2, \quad (45)$$

где $\Delta p_w/L^2$ — отрезок, лежащий на оси абсцисс номограммы, определяется графически, кПа; L — относительное количество воздуха;

$$L = L_n/L.$$

Аэродинамическое сопротивление $\Delta p_{\text{вн}}$ воздухонагревателей, входящих в состав кондиционеров КДА и КТЦ, рассчитывают по формуле (38). Кроме того, аэродинамическое сопротивление воздухонагревателей определяют с помощью номограммы (рис. 27). При этом по номограмме находят аэродинамическое сопротивление $\Delta p_{\text{вн}20}$ при средней температуре нагреваемого воздуха 20°C . Затем рассчитывают аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя при действительном значении средней температуры воздуха:

$$\Delta p_{\text{вн}} = \psi p_{\text{вн}20}. \quad (46)$$

Пример 92. Воздухонагреватель второго подогрева, установленный в кондиционере КД-20А, предназначен для нагревания воздуха от $t_1 = 6^\circ\text{C}$ до $t_2 = 16^\circ\text{C}$. В качестве теплоносителя используется горячая вода $t_{w1} = 60^\circ\text{C}$, поступающая из теплового пункта предприятия. Атмосферное давление $p_6 = 101,325$ кПа. Рассчитать и подобрать воздухонагреватель без применения номограммы.

Теплопроизводительность воздухонагревателя рассчитываем по формуле (31) с учетом следующих данных: производительность кондиционера КД-20А по воздуху $V=5,56 \text{ м}^3/\text{с}$, плотность воздуха $\rho=1,265 \text{ кг/м}^3$ (по приложению I), удельная теплоемкость воздуха $c=1,01 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$, разность между температурами по воздуху $\Delta t_w=t_2-t_1=16-6=10^\circ\text{C}$. Получаем $Q_{\text{нагр}}=71 \text{ кВт}$.

По приложению VIII выбираем воздухонагреватель и выписываем его конструктивные характеристики. Затем выполняем расчет необходимой площади теплопередающей поверхности $F_{\text{нагр}}$ при известной теплопроизводительности, заданных параметрах воздуха и начальной температуре воды. В связи с небольшим подогревом воздуха ($t_w=10^\circ\text{C}$) предварительно выбираем однорядный воздухонагреватель. По приложению VIII для кондиционера КД-20А однорядный воздухонагреватель имеет площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{нагр}}=27,3 \text{ м}^2$, площадь живого сечения для прохода воздуха $F_{\text{ж.с}}=0,67 \text{ м}^2$, площадь живого сечения для прохода воды $f_{\text{тр}}=0,00146 \text{ м}^2$.

Для определения необходимой площади $F_{\text{нагр}}$ предварительно рассчитываем коэффициент теплопередачи k и средний логарифмический температурный напор $\Delta t_{\text{ср.л}}$.

Коэффициент k находим из уравнения (33), учитывая значения коэффициентов a , n_w и r для однорядного воздухонагревателя (см. табл. 13):

$$k = 23,32 (\omega \rho)^{0,53} \omega_w^{0,12}.$$

Массовую скорость движения воздуха в воздухонагревателе определяем по формуле

$$\omega_p = \frac{V \rho}{F_{\text{ж.с}}} = \frac{5,56 \cdot 1,265}{0,67} = 10,5 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

Затем по формуле (32) рассчитываем количество воды W , подаваемой в воздухонагреватель, при $\Delta t_w=20^\circ\text{C}$,

$$W = \frac{Q_{\text{нагр}}}{c_w \Delta t_w} = \frac{71}{4,19 \cdot 20} = 0,847 \text{ кг/с},$$

а также скорость движения ω_w в трубках теплообменников, принимая по приложению XII плотность воды $\rho_w=983 \text{ кг/м}^3$ при $t_w=60^\circ\text{C}$:

$$\omega_w = \frac{W}{\rho_w f_{\text{тр}}} = \frac{0,847}{983 \cdot 0,00146} = 0,59 \text{ м/с}.$$

При подстановке данных в формулу определяем $k=76,22 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

По формулам (35) и (36) рассчитываем коэффициенты P и R : $P=0,277$; $R=2,0$. По графику (см. рис. 23) находим поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t}=0,96$, а по формуле (34) $-\Delta t_{\text{ср.л}}=36,92^\circ\text{C}$.

Учитывая значения $Q_{\text{нагр}}$, k и $\Delta t_{\text{ср.д}}$, по формуле (30) рассчитываем $F_{\text{нагр}} = 25,23 \text{ м}^2$.

Предварительно выбранный однорядный воздухонагреватель имеет $F_{\text{нагр}} = 27,3 \text{ м}^2$. Получаем, что значение $F_{\text{нагр}}$ для предварительно выбранного воздухонагревателя близко к расчетному. Поэтому окончательно принимаем к установке однорядный воздухонагреватель и по формуле (41) определяем запас площади теплопередающей поверхности:

$$\Delta F_{\text{нагр}} = \frac{27,3 - 25,23}{25,23} 100 = 8,2\%.$$

Пример 93. Для условий примера 92 рассчитать гидравлическое и аэродинамическое сопротивления воздухонагревателя.

Гидравлическое сопротивление воздухонагревателя определяем по формуле (37). Из данных приложения VIII находим, что площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{нагр}} = 27,3 \text{ м}^2$ и площадь живого сечения для прохода теплоносителя $f_{\text{тр}} = 0,00146 \text{ м}^2$ имеет одномерный однорядный теплообменник. Для указанного теплообменника коэффициент $A = 13,6$ (см. табл. 14).

Подставляя в формулу (37) значения коэффициента A и скорости движения воды в трубках теплообменника ω_w , определяем $\Delta p_w = 4,734 \text{ кПа}$.

Аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя определяем по формуле (38), учитывая, что для однорядного теплообменника $b = 6,82$, $m = 1,97$. Скорость движения воздуха, входящего в воздухонагреватель, составляет

$$\omega_{\text{фр}} = \frac{V}{F_{\text{фр}}},$$

где $F_{\text{фр}}$ — площадь фронтального сечения воздухонагревателя, м^2 .

Воздухонагреватели секционных кондиционеров КДА выпускают с обводным каналом. Поэтому площадь фронтального сечения воздухонагревателя определяем следующим образом:

$$F_{\text{фр}} = F_{\text{фр.к}} - F_{\text{фр.кл}},$$

где $F_{\text{фр.к}}$ — площадь фронтального сечения кондиционера, м^2 ($F_{\text{фр.к}} = 2,07 \text{ м}^2$); $F_{\text{фр.кл}}$ — площадь фронтального сечения обводного канала, м^2 ($F_{\text{фр.кл}} = 0,42 \text{ м}^2$).

Значения $F_{\text{фр.к}}$ и $F_{\text{фр.кл}}$ даны в приложении VIII. Следовательно, $F_{\text{фр}} = 1,655 \text{ м}^2$.

При $V = 5,56 \text{ м}^3/\text{с}$ и $F_{\text{фр}} = 1,655 \text{ м}^2$ скорость движения воздуха $\omega = 3,36 \text{ м/с}$.

При средней температуре нагреваемого воздуха $t_{\text{ср}} = (6 + 16)/2 = 11^\circ\text{C}$ коэффициент $\psi = 0,97$. Тогда $\Delta p_{\text{вн}} = 6,82 (3,36)^{1,97} \times 0,97 = 72 \text{ Па}$.

Пример 94. Температура воздуха, входящего в воздухонагреватель, $t_1 = -24^\circ\text{C}$, выходящего из него $t_2 = 10^\circ\text{C}$. Теплоносителем

является вода, параметры которой $t_{w_1} = 130^\circ \text{C}$, $t_{w_2} = 70^\circ \text{C}$. $p_6 = 101,325 \text{ кПа}$. Рассчитать и подобрать без применения номограммы воздухонагреватель первого подогрева, установленный в кондиционере КД-10А.

Предварительно по приложению VIII выбираем двухрядный воздухонагреватель, площадь теплопередающей поверхности которого $F_{\text{нагр}} = 27,3 \text{ м}^2$, площадь живого сечения для прохода воздуха $F_{\text{ж.с}} = 0,35 \text{ м}^2$ и площадь живого сечения для прохода воды $f_{\text{тр}} = 0,00292 \text{ м}^2$. Он состоит из двух однорядных теплообменников ($F_{\text{нагр}} = 13,7 \text{ м}^2$, $F_{\text{ж.с}} = 0,35 \text{ м}^2$, $f_{\text{тр}} = 0,00146 \text{ м}^2$).

Расчет необходимой площади $F_{\text{нагр}}$ выполняем в той же последовательности, что и в примере 93.

$$Q_{\text{нагр}} = 2,78 \cdot 1,42 \cdot 1,01 [10 - (-24)] = 135,56 \text{ кВт};$$

$$W = \frac{135,56}{4,19 (130 - 70)} = 0,539 \text{ кг/с};$$

$$\omega_w = \frac{0,539}{935 \cdot 0,00292} = 0,197 \text{ м/с} \approx 0,2 \text{ м/с}.$$

Расчетное значение ω_w равно рекомендуемому для воздухонагревателей первого подогрева ($\omega_{\text{рек}} \geq 0,2 \text{ м/с}$). Поэтому принимаем параллельную схему подсоединения трубопроводов.

Массовая скорость движения воздуха

$$\omega_p = \frac{2,78 \cdot 1,42}{0,35} = 11,28 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2\text{)}.$$

Затем по табл. 13 находим, что $a = 21,03$, $n_p = 0,53$ и $r = 0,11$.

При этом

$$k = 21,03 (11,28)^{0,53} (0,2)^{0,11} = 62 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Чтобы рассчитать средний логарифмический температурный напор $\Delta t_{\text{ср.л}}$, предварительно по формулам (35) и (36) определяем значение коэффициентов P , R : $P = 0,96$; $R = 1,76$.

По графику (см. рис. 23) $\epsilon_{\Delta t} = 0,97$.

Тогда

$$\Delta t_{\text{ср.л}} = \frac{[130 - (-24)] - (70 - 10)}{2,3 \lg \frac{130 - (-24)}{70 - 10}} \cdot 0,97 = 96,7^\circ \text{C}.$$

При известных k и $\Delta t_{\text{ср.л}}$ находим:

$$F_{\text{нагр}} = \frac{135560}{62 \cdot 96,7} = 22,6 \text{ м}^2.$$

В двухрядном воздухонагревателе кондиционера КД-10А $F_{\text{нагр}} = 27,3 \text{ м}^2$. Следовательно, предварительно выбранный воздухонагреватель подобран правильно.

Пример 95. Наружный воздух, температура которого $t_1 = -20^\circ\text{C}$, необходимо нагреть до температуры $t_2 = 10^\circ\text{C}$. Рассчитать и подобрать с помощью номограммы воздухонагреватель, установленный в кондиционере КД-10А. $p_6 = 101,325$ кПа.

Принимаем в качестве теплоносителя воду, подаваемую от ТЭЦ: $t_{w_1} = 110^\circ\text{C}$, $t_{w_2} = 70^\circ\text{C}$.

Для расчета воздухонагревателя с помощью номограммы необходимо знать значения коэффициентов K_w и K_b . По формулам (39) и (40) рассчитываем разности между температурами по воздуху Δt_b и воде Δt_w , начальную разность между температурами Δt_0 , а затем необходимые коэффициенты:

$$\Delta t_b = 10 - (-20) = 30^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_w = 110 - 70 = 40^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_0 = 110 - (-20) = 130^\circ\text{C};$$

$$K_w = \frac{40}{130} = 0,31;$$

$$K_b = \frac{30}{130} = 0,23.$$

Перед расчетом и подбором воздухонагревателя предварительно выбираем схему присоединения трубопроводов теплоносителя. При этом необходимо учитывать, что для воздухонагревателей первого подогрева не рекомендуется использовать последовательную противоточную схему присоединения трубопроводов, так как при такой схеме повышается опасность замораживания. В связи с этим при расчете воздухонагревателей первого подогрева необходимо пользоваться номограммами, приведенными на рис. 24, а, г. Принимаем параллельную схему присоединения трубопроводов и по номограмме (см. рис. 24, а) находим точку 1, координаты которой $K_w = 0,31$, $K_b = 0,23$. Получаем, что число рядов $n = 2$. По приложению VIII находим, что $F_{\text{нагр}} = 27,3$ м².

Через точку 1 и начало координат номограммы проводим линию до пересечения с ближайшей кривой, соответствующей отношению $\bar{L} = \frac{L_n}{L} = 1$ и $n = 2$, и получаем $K_{b_y} = 0,235$, $K_{w_y} = 0,32$.

По значениям K_{b_y} и K_{w_y} можно определить запас площади теплопередающей поверхности воздухонагревателя:

$$\Delta F_{\text{нагр}} = \frac{0,235 - 0,23}{0,23} \cdot \frac{1}{1 - \frac{0,235 + 0,32}{2}} \cdot 100 = 3,04\%.$$

Из точки 1 проводим горизонтальную прямую до пересечения с кривой $L_n/L = 1$ и находим $K_{b_d} = 0,24$. По известным K_{b_d} и K_b рассчитываем запас теплопроизводительности воздухонагревателя:

$$\Delta Q_{\text{нагр}} = \frac{0,24 - 0,23}{0,23} 100 = 4,35\%.$$

При проведении из точки 1 вертикальной прямой до пересечения с кривой $L_{\text{п}}/L=1$ находим, что $K_{w_1}=0,36$. С помощью K_{w_1} рассчитываем количество воды, а также действительную температуру воды, выходящей из воздухонагревателя:

$$W = \frac{V \rho c K_{\text{в}}}{c_w K_{w_1}} = \frac{2,78 \cdot 1,393 \cdot 1,01 \cdot 0,23}{4,19 \cdot 0,36} = 0,6 \text{ кг/с};$$

$$t_{w_2 \text{ д}} = t_{w_1} - K_{w_1} (t_{w_1} - t_1) = 110 - 0,36 [110 - (-20)] = 64^\circ \text{С}.$$

Полученные значения $\Delta F_{\text{нагр}}$ и $\Delta Q_{\text{нагр}}$ подтверждают правильность предварительного выбора двухрядного воздухонагревателя, площадь которого $F_{\text{нагр}}=27,3 \text{ м}^2$, и теплоносителя начальной температурой $t_{w_1}=110^\circ \text{С}$.

Пример 96. Для условий примера 95 определить, как изменятся необходимая площадь $F_{\text{нагр}}$ и количество воды W , если в воздухонагреватель поступает воздух температурой $t_1=-5^\circ \text{С}$.

Рассчитываем разность между температурами $\Delta t_{\text{в}}$, Δt_w и Δt_0 , а затем графически находим коэффициенты K_w и $K_{\text{в}}$ (см. рис. 24, а): $\Delta t_{\text{в}}=15^\circ \text{С}$; $\Delta t_w=40^\circ \text{С}$; $\Delta t_0=115^\circ \text{С}$; $K_w=0,35$; $K_{\text{в}}=0,13$.

Принимаем также параллельную схему присоединения трубопроводов теплоносителя, так как воздухонагреватель предназначен для обработки наружного воздуха, и по номограмме (см. рис. 24, а) находим точку, координаты которой $K_w=0,35$ и $K_{\text{в}}=0,13$. Получаем, что число рядов $n=1$. По данным приложения VIII определяем, что $F_{\text{нагр}}=13,7 \text{ м}^2$. Далее, выполняя построения, аналогичные построениям в примере 95, находим $K_{w_y}=0,135$; $K_{w_y}=0,36$; $K_{\text{в}_\text{д}}=0,14$; $K_{w_\text{д}}=0,38$.

Используя полученные по формулам (41) и (42) данные, рассчитываем $\Delta F_{\text{нагр}}=5,1\%$, $\Delta Q_{\text{нагр}}=7,69\%$. Так как запас площади $\Delta F_{\text{нагр}}$ и теплопроизводительности $\Delta Q_{\text{нагр}}$ находится в допустимых пределах, воздухонагреватель выбран правильно. Следовательно, для заданных условий нагревания воздуха можно установить однорядный воздухонагреватель ($F_{\text{нагр}}=13,7 \text{ м}^2$) и принять теплоноситель с температурой $t_{w_1}=110^\circ \text{С}$.

Количество воды определяем по формуле (44):

$$W = \frac{2,78 \cdot 1,317 \cdot 1,01 \cdot 0,13}{4,19 \cdot 0,38} = 0,3 \text{ кг/с}.$$

Пример 97. Для условий примера 94 выполнить расчет и подбор воздухонагревателя с помощью номограммы.

Разности между температурами $\Delta t_{\text{в}}$, Δt_w , Δt_0 и коэффициенты K_w , $K_{\text{в}}$ имеют следующие значения: $\Delta t_{\text{в}}=34^\circ \text{С}$; $\Delta t_w=60^\circ \text{С}$, $\Delta t_0=154^\circ \text{С}$; $K_{\text{в}}=0,221$; $K_w=0,39$.

По номограмме (см. точку 2 на рис. 24, а) находим, что $n=2$, т. е. $F_{\text{нагр}}=27,3 \text{ м}^2$. Затем определяем $K_{w_d}=0,4$.

Следовательно,

$$W = \frac{2,78 \cdot 1,42 \cdot 1,01 \cdot 0,221}{4,19 \cdot 0,4} = 0,53 \text{ кг/с;}$$

$$t_{w_d} = 130 - 0,4 [130 - (-24)] = 68,4^\circ \text{С.}$$

Из расчета следует, что найденное с помощью номограммы количество воды, выходящей из воздухонагревателя, близко к значению, которое определено аналитическим путем. При этом действительная температура воды t_{w_d} незначительно отличается от предварительно принятой.

Пример 98. Наружный воздух необходимо нагреть в воздухонагревателе первого подогрева кондиционера КТЦ40. Исходные данные для расчета: $t_1=-20^\circ\text{С}$, $t_2=16^\circ\text{С}$, $t_{w_1}=130^\circ\text{С}$, $t_{w_2}=70^\circ\text{С}$, $p_0=101,325 \text{ кПа}$. Выполнить расчет и подбор воздухонагревателя с учетом номограммы, а также определить гидравлическое и аэродинамическое сопротивления воздухонагревателя.

Заданные параметры воздуха и воды: $\Delta t_w=36^\circ\text{С}$; $\Delta t_w=60^\circ\text{С}$; $\Delta t_0=150^\circ\text{С}$; $K_w=0,4$; $K_a=0,24$.

Воздухонагреватели кондиционеров КТЦ 40 рассчитывают с помощью номограмм, приведенных на рис. 25, а и б, если они оборудованы обводным каналом, и с помощью номограмм, приведенных на рис. 25, в, г, если обводной канал отсутствует. Принимаем также параллельную схему присоединения трубопроводов. Следовательно, расчет необходимо вести по номограмме, приведенной на рис. 25, в. На номограмму наносим точку 1, координаты которой K_w и K_a (0,4; 0,24) и определяем, что $n=2$. По приложению IX находим, что двухрядный воздухонагреватель без обводного канала имеет $F_{\text{нагр}}=137,3 \text{ м}^2$, $F_{\text{ж.с.}}=1,83 \text{ м}^2$, $f_{\text{пр}}=0,00293 \text{ м}^2$ и состоит из одного двухрядного одностороннего и одного двухрядного полустороннего теплообменников. Далее в результате построений на номограмме находим коэффициенты: $K_{w_y}=0,245$, $K_{w_y}=0,42$, $K_{w_d}=0,252$ и $K_{w_d}=0,444$. По значениям коэффициентов определяем $\Delta F_{\text{нагр}}=3,1\%$; $\Delta Q_{\text{нагр}}=5\%$; $W=2 \text{ кг/с}$; $t_{w_d}=63,4^\circ \text{С}$.

Небольшие значения $\Delta F_{\text{нагр}}$ и $\Delta Q_{\text{нагр}}$ указывают на правильность предварительного выбора воздухонагревателя. Таким образом, окончательно принимаем двухрядный воздухонагреватель ($F_{\text{нагр}}=137,3 \text{ м}^2$).

Чтобы определить гидравлическое сопротивление воздухонагревателя точку, имеющую координаты 0,24 и 0,444, соединяем с началом координат (см. рис. 25, в) и находим точку пересечения полученной прямой и кривой (Δp_w при $n=2$). Из точки пересечения опускаем перпендикуляр и графически определяем, что отношение $\Delta p_w / L^2 = 24 \text{ кПа}$. Искомое значение Δp_w рассчитываем по формуле (45).

Следовательно,

$$\Delta p_w = 24 \cdot 1 = 24 \text{ кПа.}$$

Чтобы определить аэродинамическое сопротивление воздухо-нагревателя, предварительно рассчитываем скорость движения воздуха в набегающем потоке:

$$\omega_{\text{фр}} = \frac{V}{F_{\text{фр}}}.$$

По приложению IX находим, что для КТЦ40 $V = 11,1 \text{ м}^3/\text{с}$, $F_{\text{фр}} = 4,14 \text{ м}^2$. Тогда

$$\omega_{\text{фр}} = \frac{11,1}{4,14} = 2,68 \text{ м/с.}$$

По номограмме (см. рис. 27) определяем аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя для средней температуры воздуха $t_{\text{ср}} = 20^\circ\text{С}$; $\Delta p_{\text{вн}20} = 94 \text{ Па}$.

Действительное значение средней температуры воздуха рассчитываем по формуле

$$t_{\text{ср}_x} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{-20 + 16}{2} = -2^\circ\text{С.}$$

При $t_{\text{ср}_x} = -2^\circ\text{С}$ $\psi = 0,93$. Затем по формуле (46) определяем аэродинамическое сопротивление воздухонагревателя, работающего в заданных условиях:

$$\Delta p_{\text{вн}} = 94 \cdot 0,93 = 87,4 \text{ Па.}$$

ЗОНАЛЬНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Расчет и подбор зональных подогревателей выполняют по методике, аналогичной методике расчета воздухонагревателей секционных кондиционеров. Отличие заключается в том, что подогреватели всегда работают в положительном диапазоне температур, а это позволяет принимать весьма незначительные значения скорости движения воды и любой вариант присоединения трубопроводов (опасность замораживания исключена). Есть отличие и при подборе оборудования, так как в качестве зональных подогревателей используются воздухонагреватели, выпускаемые для систем отопления и вентиляции и подбираемые по каталогам оборудования для указанных систем.

Пример 99. Температура воздуха, выходящего из кондиционера, равна 5°С , а выходящего из зональных подогревателей: № 1 — 13°С , № 2 — 16°С . Количество воздуха, поступающего в зональный подогреватель № 1, $V_1 = 1,1 \text{ м}^3/\text{с}$, в зональный подогреватель № 2 — $V_2 = 1,68 \text{ м}^3/\text{с}$. $p_0 = 101,325 \text{ кПа}$. Рассчитать и подобрать зональные подогреватели для нагревания приточного воздуха после обработки его в секционном кондиционере КД-10А.

Теплопроизводительность определяем по следующим формулам:

зонального подогревателя № 1

$$Q_{\text{нагр}_1} = V_1 \rho c (t_2 - t_1) = 1,1 \cdot 1,27 \cdot 1,01 (13 - 5) = 11,29 \text{ кВт};$$

зонального подогревателя № 2

$$Q_{\text{нагр}_2} = V_2 \rho c (t_2 - t_1) = 1,68 \cdot 1,27 \cdot 1,01 (16 - 5) = 23,7 \text{ кВт},$$

где t_2, t_2' — температура воздуха за подогревателями, °С; ρ — плотность воздуха при $t_1 = 5^\circ\text{С}$ и $p_0 = 101,325 \text{ кПа}$.

Принимаем в качестве теплоносителя воду температурой $t_{w_1} = 60^\circ\text{С}$ и задаемся разностью между температурами по воде $\Delta t_w = 15^\circ\text{С}$. Необходимое количество воды, подаваемой в подогреватели, находим по следующим формулам:

$$W_1 = \frac{Q_{\text{нагр}_1}}{c_w \Delta t_w} = \frac{11,29}{4,19 \cdot 15} = 0,18 \text{ кг/с};$$

$$W_2 = \frac{Q_{\text{нагр}_2}}{c_w \Delta t_w} = \frac{23,7}{4,19 \cdot 15} = 0,377 \text{ кг/с}.$$

Для определения необходимой площади теплопередающей поверхности зональных подогревателей сначала подбираем воздухоподогреватели определенной конструкции и выписываем их характеристики, а затем рассчитываем коэффициент теплопередачи k и средний логарифмической температурный напор $\Delta t_{\text{ср}_\lambda}$.

В качестве зональных подогревателей принимаем воздухоподогреватели с пластинчатым оребрением типа КВС-П. По приложению XI предварительно выбираем воздухоподогреватель типа КВС6-П площадью $F_{\text{нагр}} = 11,4 \text{ м}^2$. Площадь живого сечения для прохода воздуха $F_{\text{ж.с}} = 0,13916 \text{ м}^2$, площадь живого сечения для прохода теплоносителя $f_{\text{тр}} = 0,001159 \text{ м}^2$.

Коэффициент теплопередачи таких воздухоподогревателей рассчитываем по формуле

$$k = 20,8 (\omega \rho)^{0,32} \omega_w^{0,13}. \quad (47)$$

Массовую скорость движения воздуха в воздухоподогревателе и скорость движения воды в его трубах, учитывая последовательное присоединение трубопроводов, определяем по формулам

$$(\omega \rho)_1 = \frac{V_1 \rho}{F_{\text{ж.с}}} = \frac{1,1 \cdot 1,27}{0,13916} = 10 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2);$$

$$(\omega \rho)_2 = \frac{V_2 \rho}{F_{\text{ж.с}}} = \frac{1,68 \cdot 1,27}{0,13916} = 15,33 \text{ кг/(с} \cdot \text{м}^2);$$

$$\omega_{w_1} = \frac{W_1}{\rho_w f_{\text{тр}}} = \frac{0,18}{983,24 \cdot 0,001159} = 0,158 \text{ м/с};$$

$$\omega_{w_2} = \frac{W_2}{\rho_w f_{\text{тр}}} = \frac{0,377}{983,24 \cdot 0,001159} = 0,33 \text{ м/с}.$$

Так как скорость $(\omega\rho)_2$ является несколько завышенной, в качестве зонального подогревателя № 2 используем воздухонагреватель с большим значением $F_{ж.с}$ и выполняем перерасчет $(\omega\rho)_2$. Принимаем воздухонагреватель типа КВС8-П (приложение XI), имеющий $F_{нагр}=16,92 \text{ м}^2$, $F_{ж.с}=0,2048 \text{ м}^2$ и $f_{тр}=0,001159 \text{ м}^2$. При $F_{ж.с}=0,2048 \text{ м}^2$ $(\omega\rho)_2=10,4 \text{ кг/(с}\cdot\text{м}^2)$.

Подставляя значения $\omega\rho$ и ω_w в формулу (47), получаем $k_1=34,7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ и $k_2=37,6 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

По формулам (35) и (36) рассчитываем коэффициенты P и R : $P_1=0,145$, $R_1=1,875$; $P_2=0,2$, $R_2=1,36$; по графику (см. рис. 23) находим поправочный коэффициент: $\varepsilon_{\Delta t_1}=0,98$; $\varepsilon_{\Delta t_2}=0,99$. Тогда средний логарифмический температурный напор, определяемый по формуле (34), составит $\Delta t_{ср_1}=43,4^\circ\text{С}$, $\Delta t_{ср_2}=40,37^\circ\text{С}$.

При известных $Q_{нагр}$, k и $\Delta t_{ср}$ необходимая площадь

$$F_{нагр_1}=7,5 \text{ м}^2 \text{ и } F_{нагр_2}=15,6 \text{ м}^2.$$

По формуле (41) определяем запас площади теплопередающей поверхности:

$$\Delta F_{нагр_1} = \frac{11,4 - 7,5}{7,5} 100 = 52\%;$$

$$\Delta F_{нагр_2} = \frac{16,92 - 15,6}{15,6} 100 = 8,5\%.$$

Из расчета следует, что запас площади теплопередающей поверхности для зонального подогревателя № 2 находится в пределах рекомендуемого диапазона (до 20%). Запас $\Delta F_{нагр_1}$ для зонального подогревателя № 1 является завышенным. Поэтому предусматриваем обводной канал с воздушным клапаном.

Для определения количества воздуха, проходящего через обводной канал и воздухонагреватель, составляем уравнение теплового баланса подогревателя по воздуху:

$$V_1 \rho c t_{см} = V_{вн} \rho c t_{вн} + V_{обв} \rho c t_1,$$

где V_1 — общее количество воздуха, проходящего через подогреватель (воздухонагреватель и обводной канал), $\text{м}^3/\text{с}$; $t_{см}$ — температура смеси воздуха за подогревателем, $^\circ\text{С}$ ($t_{см}=13^\circ\text{С}$); $V_{вн}$ — количество воздуха, проходящего через воздухонагреватель, $\text{м}^3/\text{с}$; $t_{вн}$ — температура воздуха, выходящего из воздухонагревателя, $^\circ\text{С}$; $V_{обв}=V_1-V_{вн}$ — количество воздуха, проходящего через обводной канал, $\text{м}^3/\text{с}$.

Для определения $V_{вн}$ и t воспользуемся дополнительным уравнением

$$Q_{нагр_1} = 11,29 \text{ кВт} = V_{вн} \rho c (t_{вн} - t_1).$$

Решая совместно последние уравнения, определяем $t_{вн}=21^\circ\text{С}$, а $V_{вн}=0,55 \text{ м}^3/\text{с}$. Следовательно, $V_{обв}=0,55 \text{ м}^3/\text{с}$.

Таким образом, в результате прохода через обводной канал воздуха в количестве $V_{\text{обв}} = 0,55 \text{ м}^3/\text{с}$ достигается температура смеси воздуха, равная заданным условиям, т. е. $t_{\text{см}} = t_2 = 13^\circ \text{С}$.

Угол открытия створок воздушного клапана $\alpha_{\text{кл}}$ (в град) находим по формуле

$$\bar{X} = 15 + 1,64\alpha_{\text{кл}},$$

где $\bar{X}$ — относительное количество воздуха, проходящего через воздушонагреватель, %.

$$\bar{X} = \frac{V_{\text{вн}}}{V_1} 100 = \frac{0,55}{1,1} 100 = 50.$$

Следовательно, $\alpha_{\text{кл}} = 21,3^\circ$.

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Пример 100. Наружный воздух в количестве $V = 0,65 \text{ м}^3/\text{с}$ необходимо нагреть от $t_1 = -20^\circ \text{С}$ до $t_2 = 6^\circ \text{С}$. $p_6 = 101,325 \text{ кПа}$. Выполнить расчет и подбор электрического воздушонагревателя со спиральными нагревательными элементами.

Теплопроизводительность воздушонагревателя рассчитываем по формуле

$$Q_{\text{нагр}} = 0,65 \cdot 1,393 \cdot 1,01 [6 - (-20)] = 23,83 \text{ кВт}.$$

Принимаем, что электрическая мощность воздушонагревателя $N_{\text{эл}} = Q_{\text{нагр}} = 23,83 \text{ кВт}$ (вся теплота расходуется на нагревание воздуха, и потери теплоты отсутствуют).

По данным [4] подбираем электрический воздушонагреватель мощностью $N_{\text{эл}} = 25 \text{ кВт}$, площадь живого сечения для прохода воздуха $F_{\text{ж.с}}$ которого равна $0,059 \text{ м}^2$, а количество нагревательных секций 4.

Обычно рекомендуемая скорость движения воздуха в живом сечении электрического воздушонагревателя составляет 6...12 м/с. Определяем

$$\omega = \frac{0,65}{0,059} = 11 \text{ м/с}.$$

Расчетное значение ω соответствует рекомендуемому. Поэтому окончательно принимаем предварительно принятый воздушонагреватель, состоящий из четырех нагревательных секций и позволяющий программно управлять процессом обработки подаваемого воздуха. В начальный период, когда температура наружного воздуха, входящего в воздушонагреватель, имеет наименьшее значение ($t_1 = -20^\circ \text{С}$), включены все четыре секции воздушонагревателя. По мере повышения температуры наружного воздуха секции поочередно отключаются и при температуре наружного воздуха $t_1 = 6^\circ \text{С}$ происходит полное отключение всех секций.

Пример 101. Для условий примера 99 рассчитать и подобрать зональные подогреватели воздуха, выполненные в виде электрических воздухонагревателей с трубчатыми нагревательными элементами.

Согласно данным табл. 16 в качестве зонального подогревателя № 1 принимаем электрический воздухонагреватель типа НВЭ-4/20 производительностью по воздуху $V_1 = 1,11 \text{ м}^3/\text{с}$ и установочной мощностью $N_{э1} = 14 \text{ кВт}$; в качестве зонального подогревателя № 2 — электрический воздухонагреватель типа НВЭ-6,3/20 производительностью по воздуху $V_2 = 1,75 \text{ м}^3/\text{с}$ и установочной мощностью $N_{э2} = 24 \text{ кВт}$. Род тока трехфазный и напряжение электрических воздухонагревателей (с трубчатыми нагревательными элементами) * 220 и 380 В.

Таблица 16

Тип воздухо- нагревателя	Производи- тельность по воздуху, $\text{м}^3/\text{с}$	Мощность, кВт	Тип воздухо- нагревателя	Производи- тельность по воздуху, $\text{м}^3/\text{с}$	Мощность, кВт
НВЭ-0,4/40	0,11	6	НВЭ-2,5/20	0,69	18
НВЭ-1/40	0,28	12	НВЭ-4/20	1,11	14; 28
НВЭ-1,6/20	0,44	12	НВЭ-6,3/20	1,75	24; 48

Пример 102. Для условий примера 101 рассчитать действительную температуру воздуха, выходящего из электрического воздухонагревателя № 1. Потерями теплоты в окружающую среду пренебречь.

Так как мощность воздухонагревателя № 1 несколько завышена, чем необходимо по расчету ($N_{э1} > Q_{нагр1}$), действительная температура воздуха после нагревания будет отличаться от расчетной. Для определения температуры $t_{2'д}$ воспользуемся уравнением теплового баланса по воздуху:

$$N_{э1} = V_1 \rho c (t_{2'д} - t_1);$$

$$14 = 1,1 \cdot 1,27 \cdot 1,01 (t_{2'д} - 5).$$

Получаем, что $t_{2'д} = 14,93^\circ\text{С}$.

Пример 103. В автономном шкафном кондиционере производительностью $V = 0,44 \text{ м}^3/\text{с}$ воздух после обработки в поверхностном воздухоохладителе нагревается трубчатыми нагревательными элементами от $t_1 = 8^\circ\text{С}$ до $t_2 = 16^\circ\text{С}$. Размеры поперечного сечения кондиционера $0,6 \times 0,9 \text{ м}$. Определить необходимое количество трубчатых нагревательных элементов, их общую мощность и мощность одного нагревательного элемента.

* Каждый воздухонагреватель имеет две секции.

Сначала рассчитываем общую мощность трубчатых нагревательных элементов:

$$N_э = 0,44 \cdot 1,256 \cdot 1,01 (16 - 8) = 4,48 \text{ кВт},$$

а затем необходимое количество:

$$n_э = \frac{l_a}{l_{a1}}, \quad (48)$$

где l_a , l_{a1} — активная длина всех элементов и одного элемента, м.

Активную длину всех трубчатых нагревательных элементов определяем по формуле

$$l_a = \frac{N_э}{\pi d_n \sigma_э}, \quad (49)$$

где d_n — наружный диаметр элемента, м; $\sigma_э$ — мощность, приходящаяся на 1 м² наружной поверхности элемента, кВт/м².

Мощность $\sigma_э$ зависит от материала и диаметра элемента, температуры его наружной поверхности и скорости движения воздуха. Определяем $\sigma_э$ с помощью рис. 28: $\sigma_э = 20$ кВт/м². При этом температуру наружной поверхности принимаем $t_{н.п} = 150^\circ\text{C}$ ($t_{н.п.рек} \leq 200^\circ\text{C}$), диаметр $d_n = 12$ мм, скорость $\omega = 9$ м/с.

Подставляем известные данные в формулу (49) и находим $l_a = 5,95$ м.

Из конструктивных соображений предусматриваем трубчатые нагревательные элементы длиной 580 мм. Активная длина таких элементов $l_{a1} = 540$ мм (длина, равная 40 мм, представляет собой пассивную длину, на которой нагревательная спираль отсутствует). Тогда по формуле (48) $n_э = 11$ элементов, а мощность одного нагревательного элемента

$$N_{э1} = \frac{N_э}{n_э} = \frac{4,48}{11} = 0,4 \text{ кВт}.$$

БЛОКИ ТЕПЛОМАССООБМЕНА СЕКЦИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КТЦ

Блоки тепломассообмена, являясь универсальными аппаратами для тепловлажностной обработки воздуха, предназначены для сухого нагревания, сухого охлаждения, охлаждения с одновременным осушением или увлажнением, нагревания с одновременным увлажнением, а также для изопэнтальпийного увлажнения обрабатываемого воздуха.

Конструктивно блоки тепломассообмена состоят из однорядной камеры орошения, в которой осуществляется изопэнтальпийное увлажнение воздуха и поверхностного теплообменного аппарата, установленного перед камерой орошения и предназначенного для нагревания или охлаждения воздуха (в зависимости от времени года и режима работы кондиционера). Такое совмещение с камерой орошения поверхностного теплообменного аппарата значительно снижает габаритные размеры и металлоемкость установки для тепловлажностной обработки воздуха по сравнению с установкой, выполненной из отдельных аппаратов: поверхностного воздухонагревателя, поверхностного воздухоохладителя и камеры орошения.

Схемы блоков тепломассообмена, изображенные на принципиальных схемах секционных кондиционеров КТЦ, а также техническая характеристика блоков приведены в приложении IX.

Проектирование систем кондиционирования воздуха, оборудованных блоками тепломассообмена, сводится к расчету и подбору отдельных видов оборудования, входящего в их состав: поверхностного теплообменного аппарата, используемого как воздухонагреватель или воздухоохладитель, и камеры орошения. Примеры расчета и подбора воздухонагревателей и камер орошения приведены выше.

Ниже рассмотрен метод расчета и подбора воздухоохладителей блоков тепломассообмена, разработанный Всесоюзным научно-исследовательским институтом кондиционирования.

В основе метода лежит представление об условном процессе «сухого охлаждения». На рис. 29 показано построение этого процесса. Через точки 1 и 2, которые характеризуют параметры воздуха, входящего в воздухоохладитель и выходящего из него, проводится линия 1—2 до пересечения с линией $\phi=100\%$ и определяется местоположение точки 0. Далее из точки 0 проводится линия $d_0=\text{const}$ до пересечения с изоэнтальпиями $\mathcal{E}_1$ и $\mathcal{E}_2$. На пересечении указанных линий находятся точки 1р и 2р, которые принимаются в качестве расчетных.

Метод предусматривает расчет и подбор воздухоохладителей с помощью номограмм.

На рис. 30 приведены номограммы для расчета воздухоохладителей при количестве рядов теплообменников от $n=4$ до $n=8$ и различных вариантах подсоединения трубопроводов хладосистемы.

Расчет воздухоохладителей с помощью номограмм осуществляют следующим образом.

По известным параметрам воздуха, входящего в воздухоохладитель и выходящего из него, строят на $\mathcal{E}-d$ -диаграмме действительный и условный процессы обработки воздуха.

Начальную температуру воды рассчитывают из условия $\Delta t = t_0 - t_{w_1} = 3 \div 6^\circ\text{C}$,

где t_0 — температура точки росы обрабатываемого воздуха, соответствующая условному процессу сухого охлаждения, $^\circ\text{C}$; t_{w_1} — начальная температура воды, $^\circ\text{C}$.

Затем определяют значение коэффициента $K_{в.р.}$:

$$K_{в.р.} = \frac{t_{1р} - t_{2р}}{t_{1р} - t_{w_1}} a_0, \quad (50)$$

где $t_{1р}$, $t_{2р}$ — температура воздуха, входящего в воздухоохладитель и выходящего из него, соответствующая условному процессу обработки воздуха в воздухоохладителе, $^\circ\text{C}$ (см. рис. 29); a_0 — коэффициент, учитывающий режим обработки воздуха (при сухом охлаждении $a_0=1$, при охлаждении с одновременным осушением $a_0=1,15$).

Далее предвительно выбираем схему присоединения трубопроводов холодной воды к теплообменникам воздухоохладителя, а также соответствующую номограмму, на оси абсцисс которой откладываем значение коэффициента $K_{в.р.}$. Из полученной точки проводим вертикальную прямую до пересечения с кривыми, соответствующими различному количеству рядов теплооб-

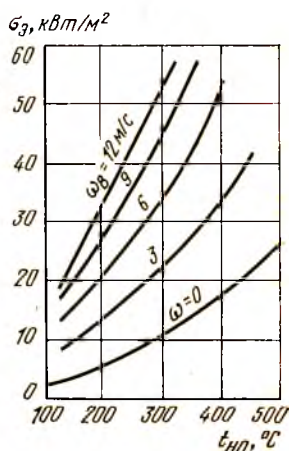


Рис. 28. Зависимость β_0 от скорости движения воздуха ω и температуры поверхности $t_{н.п.}$ трубчатых электронагревателей диаметром $d_{н.п.} = 12$ мм

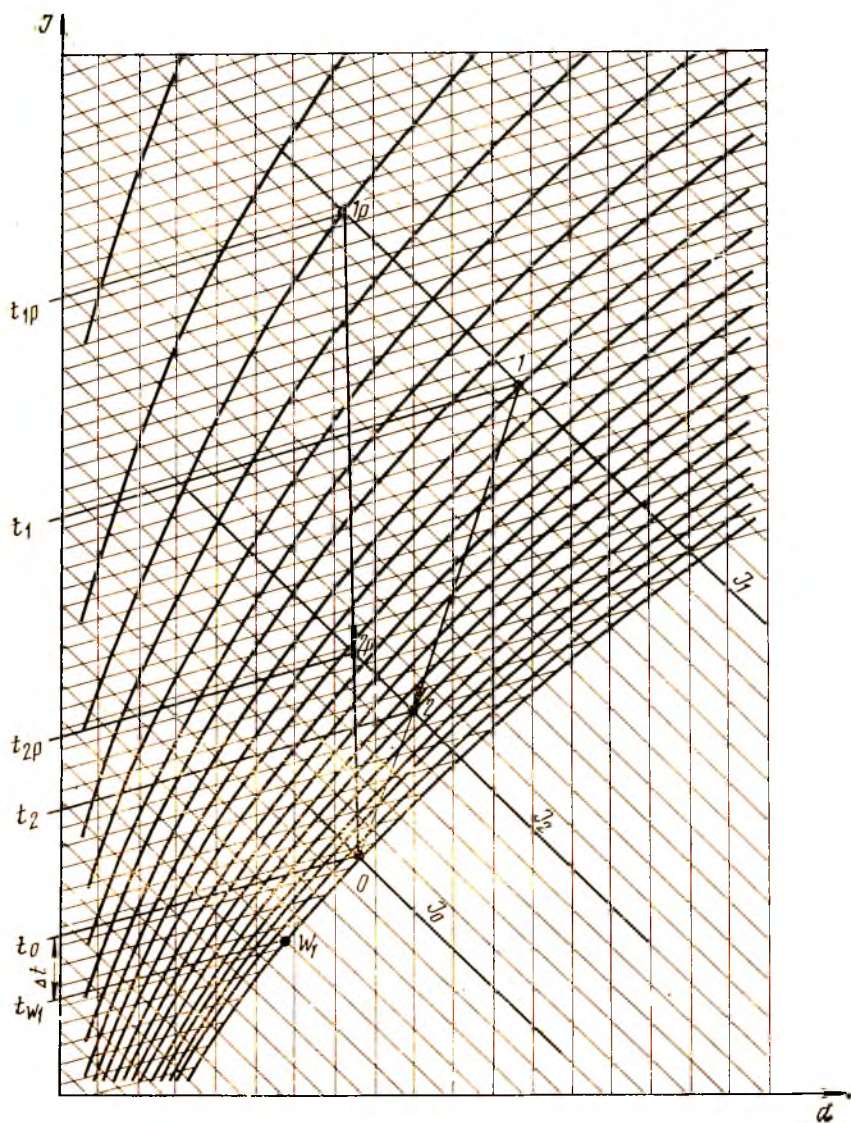


Рис. 29. Построение условного процесса «сухого охлаждения» воздуха

менников. После выбора определенного количества рядов на оси ординат номограммы находим значение коэффициента $K_{w,}$ с помощью которого рассчитываем количество хладоносителя, подаваемого в воздухоохладитель:

$$W_x = \frac{V_{pc} K_{w, p}}{K_w c_w}. \quad (51)$$

Чтобы определить гидравлическое сопротивление воздухоохладителя, точку пересечения вертикальной прямой с кривой, соответствующей определенному числу рядов, необходимо соединить с началом координат. Точка пересечения полученной прямой с кривой Δp_w , позволяет графически определить отношение $\Delta p_w / L^2$. Полученное отношение подставляют в формулу (45) и рассчитывают гидравлическое сопротивление воздухоохладителя.

Конечную температуру воды находят по формуле

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{K_w}{a_0} (t_{1p} - t_{w_1}). \quad (52)$$

Аэродинамическое сопротивление рассчитываем по следующим формулам: при сухом охлаждении

$$\Delta p_{бл} = \Delta p_{в0} + \Delta p_{ор}, \quad (53)$$

при охлаждении с одновременным осушением

$$\Delta p_{бл} = 1,4 \Delta p_{в0} + \Delta p_{ор}, \quad (53a)$$

где $\Delta p_{бл}$ — аэродинамическое сопротивление блока теплообмена (общее аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя и оросительной системы), Па; $\Delta p_{в0}$ — аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя в режиме сухого охлаждения, Па; $\Delta p_{ор}$ — аэродинамическое сопротивление оросительной системы и каплеуловителей, Па; $1,4 \Delta p_{в0}$ — аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя в режиме охлаждения воздуха с одновременным осушением, Па.

Расчет аэродинамического сопротивления $\Delta p_{в0}$ выполняется аналогично расчету аэродинамического сопротивления $\Delta p_{вн}$.

Аэродинамическое сопротивление $\Delta p_{ор}$ определяют по формуле

$$\Delta p_{ор} = 11,4 \omega_{фр}^2. \quad (53б)$$

При подборе воздухоохладителей определяют площадь теплопередающей поверхности, рассчитывают количество и температуру воды, гидравлическое и аэродинамическое сопротивление. При необходимости расчет выполняют для нескольких значений количества рядов теплообменников и вариантов присоединения трубопроводов. На основании полученных данных проводят технико-экономический анализ и определяют вариант, характеризующийся наименьшими энергетическими затратами на обработку воздуха.

Пример 104. Смесь наружного и внутреннего воздуха необходимо охладить от $t_1 = 18^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 55\%$ до $t_2 = 12^\circ\text{C}$ и $\phi_2 = 80\%$, $p_5 = 99,325$ кПа. Рассчитать и подобрать воздухоохладитель блока теплообмена, установленного в кондиционере КТЦ31,5.

Воздухоохладители кондиционеров КТЦ31,5 рассчитывают с помощью номограмм (см. рис. 30, а, б), учитывающих параллельную и последовательную противоточную схему присоединения трубопроводов.

Чтобы определить с помощью номограммы количество рядов теплообменников, устанавливаемых в воздухоохладителе, рассчитываем коэффициент $K_{w, p}$, для чего необходимы значения температур воздуха t_{1p} и t_{2p} , а также температуры t_w , воды.

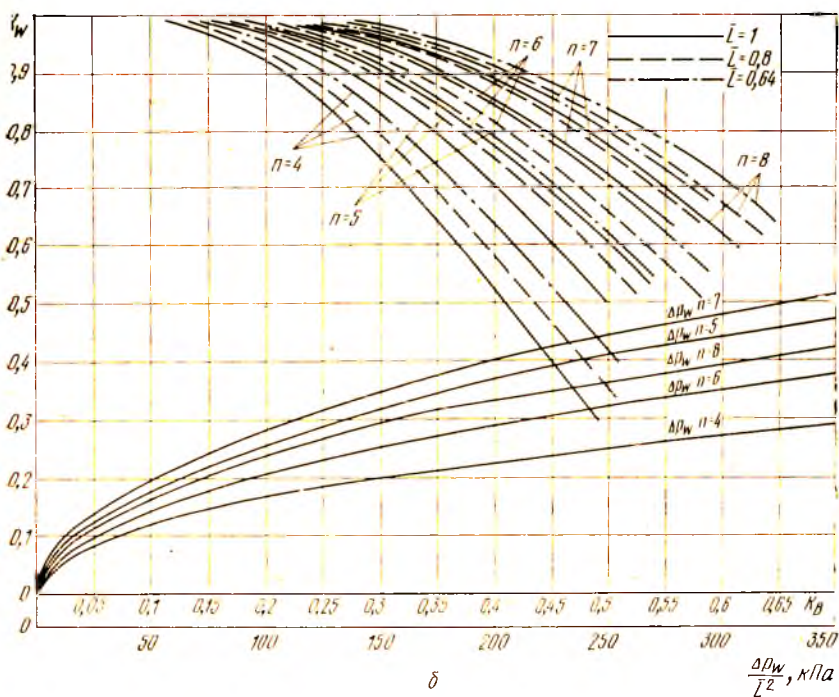
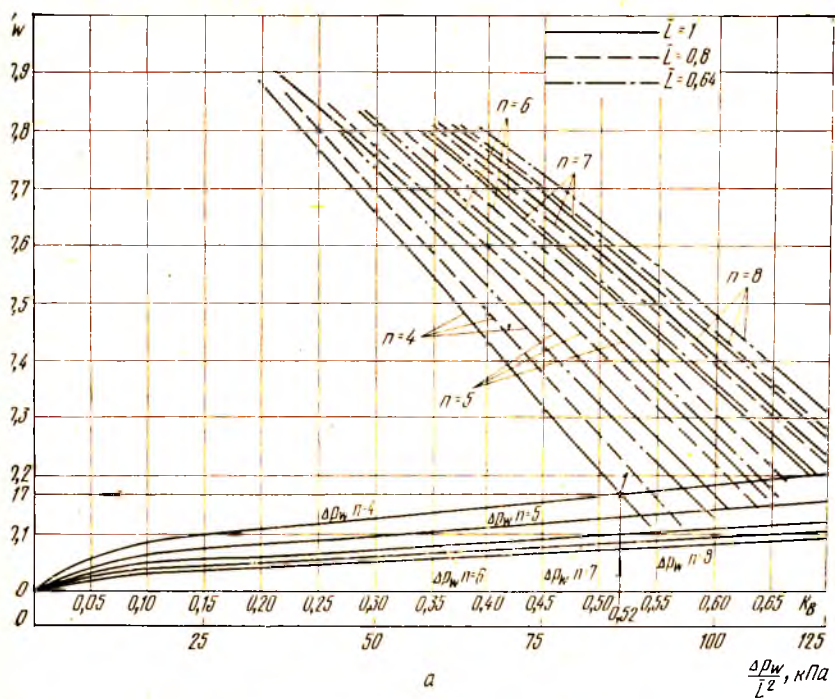
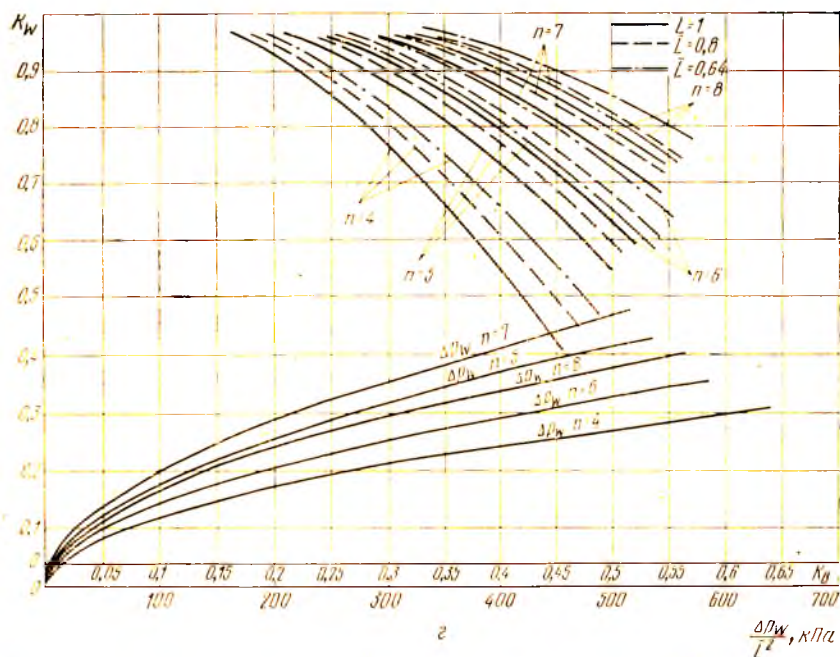
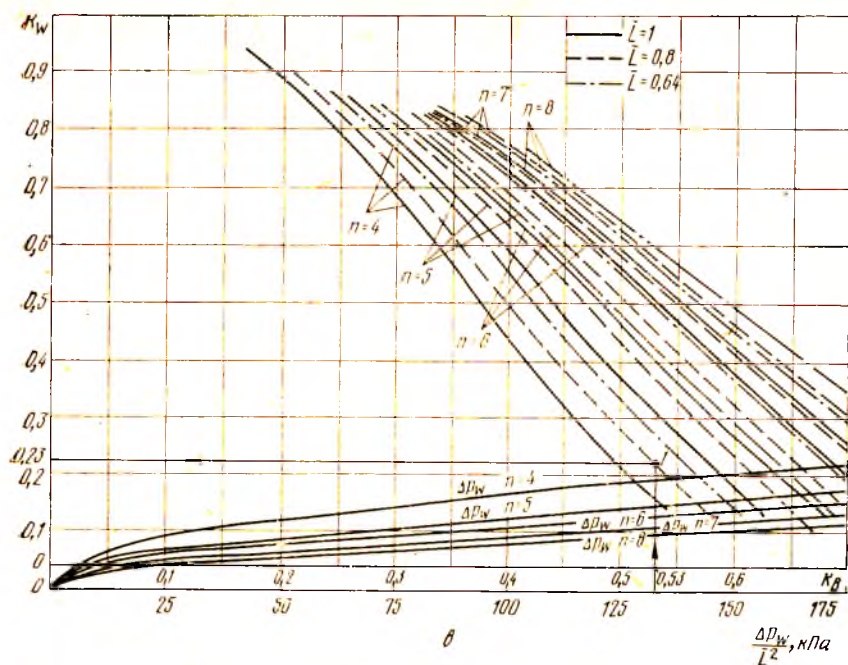


Рис. 30. Номограммы для расчета воздухоохладителей секционных кондиционеров КТЦ:



а — для воздухоохладителей кондиционеров КТЦ 31.5 и КТЦ 63 при параллельной схеме присоединения трубопроводов; б — для воздухоохладителей кондиционеров КТЦ 31.5 и КТЦ 63 при последовательной противоточной схеме присоединения трубопроводов; в — для воздухоохладителей кондиционеров КТЦ 40 и КТЦ 80 при параллельной схеме присоединения трубопроводов; г — для воздухоохладителей кондиционеров КТЦ 40 и КТЦ 80 при последовательной противоточной схеме присоединения трубопроводов

На $\mathcal{T}-d$ -диаграмме осуществляем построение действительного и условного процессов обработки воздуха в воздухоохладителе и находим, что $t_{1p}=18,9^{\circ}\text{C}$, $t_{2p}=12,6^{\circ}\text{C}$ и $t_0=8^{\circ}\text{C}$.

Затем определяем начальную температуру воды, учитывая при этом, что разность между температурами $\Delta t = t_0 - t_{w_1} = 3 - 6^{\circ}\text{C}$. Принимаем $\Delta t = 3^{\circ}\text{C}$. Следовательно, $t_{w_1} = t_0 - \Delta t = 8 - 3 = 5^{\circ}\text{C}$.

По формуле (50) рассчитываем значение коэффициента $K_{в.р}$ с учетом a_0 , так как воздух подвергается охлаждению и осушению:

$$K_{в.р} = \frac{t_{1p} - t_{2p}}{t_{1p} - t_{w_1}} a_0 = \frac{18,9 - 12,6}{18,9 - 5} 1,15 = 0,52.$$

Принимаем параллельную схему присоединения трубопроводов и осуществляем выбор необходимого количества рядов теплообменников по номограмме, приведенной на рис. 30, а. На оси абсцисс номограммы откладываем отрезок $K_{в.р} = 0,52$. Из полученной точки проводим вертикальную прямую до пересечения с кривыми, характеризующими зависимость $n = f(K_{в.р}, K_w)$ при соответствующем относительном количестве воздуха. Задаемся $\bar{L} = L_n/L = 1$, т. е. количество циркулирующего воздуха равно номинальной производительности кондиционера по воздуху, и находим, что $K_w = 0,17$ при $n = 4$.

По приложению IX находим, что четырехрядный воздухоохладитель, входящий в состав блока тепломассообмена, для кондиционера КТЦ31,5 состоит из двух двухрядных базовых теплообменников. Площадь передающей поверхности каждого теплообменника равна $111,4 \text{ м}^2$, площадь живого сечения для прохода воздуха $1,44 \text{ м}^2$, а для прохода воды — $0,00293 \text{ м}^2$. Следовательно, выбранный четырехрядный воздухоохладитель имеет следующие конструктивные характеристики: $F_{охл} = 222,8 \text{ м}^2$, $F_{ж.с} = 1,44 \text{ м}^2$, $f_{тр} = 0,00586 \text{ м}^2$.

По значению $K_{в.р} = 0,52$ и найденному с помощью номограммы значению K_w по формуле (51) рассчитываем необходимое количество воды. При этом учитываем, что плотность воздуха при температуре $t = 18^{\circ}\text{C}$ и атмосферном давлении $p_0 = 99,325 \text{ кПа}$ составляет $1,189 \text{ кг/м}^3$ (приложение I). Получаем, что необходимое количество воды $W_x = 7,67 \text{ кг/с}$. По формуле (52) определяем конечную температуру воды: $t_{w_2} = 7,1^{\circ}\text{C}$.

Пример 105. Смесь наружного и внутреннего воздуха охлаждается в блоке тепломассообмена секционного кондиционера КТЦ40 от $t_1 = 14^{\circ}\text{C}$ и $\phi_1 = 70\%$ до $t_2 = 9^{\circ}\text{C}$ и $\phi_2 = 85\%$. Выполнить расчет и подбор воздухоохладителя блока тепломассообмена, а также определить аэродинамическое и гидравлическое сопротивление воздухоохладителя, если количество воздуха $V = 8,88 \text{ м}^3/\text{с}$ и $p_0 = 85,325 \text{ кПа}$.

Построение на $\mathcal{T}-d$ -диаграмме аналогично построению, выполненному на рис. 29, и графически находим $t_{1p} = 18,3^{\circ}\text{C}$, $t_{2p} = 10,8^{\circ}\text{C}$, $t_0 = 5^{\circ}\text{C}$ и $d_0 = 6,4 \text{ г/кг}$.

Принимаем $\Delta t = 3^\circ\text{C}$ и определяем $t_{w_1} = t_0 - \Delta t = 5 - 3 = 2^\circ\text{C}$.

По формуле (55) вычисляем $K_{в.р}$, учитывая коэффициент $\alpha_0 = 1,15$:

$$K_{в.р} = \frac{18,3 - 10,8}{18,3 - 2} 1,15 = 0,53.$$

Принимаем параллельную схему присоединения трубопроводов и по номограмме (см. рис. 30, в) для отношения $L_{п}/L = 8,88/11,1 = 0,8$ (11,1 — номинальная производительность кондиционера по воздуху) и $K_{в.р} = 0,53$ находим, что $K_w = 0,23$ при $n = 4$.

По приложению IX находим, что в состав четырехрядного воздухоохладителя блока тепломассообмена для кондиционера КТЦ40 входят два двухрядных однометровых и два двухрядных полутораметровых базовых теплообменника. Площадь теплопередающей поверхности двухрядного однометрового теплообменника равна $54,5 \text{ м}^2$, а полутораметрового — $82,8 \text{ м}^2$. Следовательно, общая площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя

$$F_{охл} = 54,5 \cdot 2 + 82,8 \cdot 2 = 274,6 \text{ м}^2.$$

При этом площадь живого сечения для прохода воздуха $F_{ж.с} = 1,83 \text{ м}^2$, площадь живого сечения для прохода воды $f_{тр} = 0,00293 \cdot 2 = 0,00586 \text{ м}^2$ (параллельная схема присоединения трубопроводов).

При расчете четырехрядного воздухоохладителя, подобранного с помощью номограммы, используем следующие формулы:

$$\rho = 1,23 \frac{85,325}{101,325} = 1,036 \text{ кг/м}^3;$$

$$w = \frac{8,88 \cdot 1,036 \cdot 1,01 \cdot 0,53}{4,19 \cdot 0,23} = 5,1 \text{ кг/с};$$

$$w_w = \frac{5,1}{1000 \cdot 0,00586} = 0,87 \text{ м/с};$$

$$t_{w_2} = 2 + \frac{0,23}{1,15} (18,3 - 2) = 5,3^\circ\text{C};$$

$$\Delta p_w = 100 \cdot 0,8^2 = 64 \text{ кПа};$$

$$t_{ср} = \frac{14 + 9}{2} = 11,5^\circ\text{C}; \quad \psi = 0,975;$$

$$w_{фр} = \frac{8,88}{4,14} = 2,14 \text{ м/с},$$

$$\Delta p_{ин} = 98 \cdot 0,975 = 95,55 \text{ Па};$$

$$t_{6,1} = 1,4 \cdot 95,55 + 11,4 \cdot 2,142 = 186 \text{ Па}.$$

Таким образом, для достижения заданного режима обработки воздуха в количестве $V=8,88 \text{ м}^3/\text{с}$ принимаем блок теплообмена с четырехрядным воздухоохладителем, имеющим параллельное присоединение трубопроводов холодной воды к теплообменникам воздухоохладителя. Воздухоохладитель характеризуется следующими данными: необходимое количество воды $W_x=5,1 \text{ кг/с}$, температура подаваемой воды $t_{w_1}=2^\circ\text{C}$, температура воды, выходящей из воздухоохладителя, $t_{w_2}=5,3^\circ\text{C}$, аэродинамическое сопротивление $\Delta p_{\text{бл}}=186 \text{ Па}$, гидравлическое сопротивление $\Delta p_w=64 \text{ кПа}$.

Приведенные данные позволяют рассчитать систему холодо-снабжения, а также подобрать насос для воды и вентилятор.

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ СЕКЦИОННЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КДА И КТЦ

Воздухоохладители секционных кондиционеров КДА имеют 4 ... 6 рядов теплообменников, а КТЦ — 4 ... 8 рядов (по ходу движения воздуха) и набираются из базовых теплообменников, применяемых в воздушонагревателях.

Четырехрядный воздухоохладитель состоит из двух двухрядных теплообменников, пятирядный — из одного однорядного и двух двухрядных теплообменников, шестирядный — из трех двухрядных теплообменников, семирядный — из одного однорядного и трех двухрядных теплообменников, восьмирядный — из четырех двухрядных теплообменников.

В состав воздухоохладителей кроме теплообменников входят каплеуловители и поддоны для слива конденсата.

Трубопроводы хладоносителя присоединяются к теплообменникам воздухоохладителей по параллельной и последовательной противоточной схеме (см. табл. 15).

В качестве хладоносителя используется холодная вода давлением не более 1,2 МПа и начальной температурой не выше 10°C .

Характеристика воздухоохладителей кондиционеров КДА приведена в приложении VIII, а КТЦ — в приложении IX.

Расчет воздухоохладителей так же, как и воздушонагревателей, заключается в определении тепловой нагрузки (холодопроизводительности), площади теплопередающей поверхности, количества воды, температуры воды, гидравлического и аэродинамического сопротивления, а также способа присоединения трубопроводов.

При расчете воздухоохладителей пользуются методами с применением номограмм и без них [4].

Для кондиционеров КДА расчет воздухоохладителей выполняют с помощью номограмм, построенных для воздушонагревателей. При этом учитывают, что в воздухоохладителях применяют только параллельную и последовательную противоточную схемы присоединения трубопроводов хладоносителя. Следовательно, при расчете воздухоохладителей пользуются номограммами, приведенными на рис. 24, а, в, г, е.

При расчете воздухоохладителей кондиционеров КДА с помощью номограмм имеется расхождение с соответствующим расчетом воздухоохладителей, входящих в состав блоков теплообмена кондиционеров КТЦ. Расхождение объясняется тем, что при вычислении аэродинамического сопротивления необходимо учитывать сопротивление только теплообменников и каплеуловителей, так как оросительная система отсутствует. При этом расчет аэродинамического сопротивления теплообменников остается без изменения, а

расчет аэродинамического сопротивления каплеуловителей выполняют по формуле

$$\Delta p_{\text{кп}} = 7,8 \omega_{\text{фр}}^2, \quad (54)$$

где $\Delta p_{\text{кп}}$ — аэродинамическое сопротивление каплеуловителей, Па.

Для кондиционеров КТЦ расчет воздухоохладителей, не входящих в состав блоков теплообмена, осуществляют с помощью тех же номограмм, что и для воздухоохладителей, входящих в состав блоков теплообмена (номограммы приведены на рис. 30).

Пример 106. Исходя из данных примера 105, рассчитать и подобрать воздухоохладитель для секционного кондиционера КД-10А. Количество воздуха $V=2,78 \text{ м}^3/\text{с}$. $p_6=85,325 \text{ кПа}$. Расчет выполнить без применения номограммы.

Холодопроизводительность воздухоохладителя рассчитываем по формуле

$$Q_0 = V\rho(\mathcal{T}_1 - \mathcal{T}_2) = 2,78 \cdot 1,036(34,5 - 26,8) = 22,2 \text{ кВт},$$

где 1,036 — плотность воздуха при $t=14^\circ\text{C}$ и $p_6=85,325 \text{ кПа}$, $\text{кг}/\text{м}^3$, 34,5 и 26,8 — энтальпии воздуха при его начальных и конечных параметрах, определяемые по $\mathcal{T}-d$ -диаграмме, $\text{кДж}/\text{кг}$.

При определении количества холодной воды учитываем, что разность между температурами по воде $\Delta t_{w_x} = 2 \dots 4^\circ\text{C}$. Задаемся $\Delta t_{w_x} = 4^\circ\text{C}$ и получаем

$$W_x = \frac{Q_0}{c_w \Delta t_{w_x}} = \frac{22,2}{4,19 \cdot 4} = 1,32 \text{ кг}/\text{с}.$$

Далее осуществляем предварительный выбор пятирядного воздухоохладителя. По приложению VIII для кондиционеров КД-10А пятирядный воздухоохладитель имеет следующие данные: $F_{\text{охл}}=86 \text{ м}^2$, $F_{\text{ж.с}}=0,47 \text{ м}^2$, $f_{\text{тр}}=0,00123 \text{ м}^2$.

Далее выбираем схему присоединения трубопроводов холодной воды к теплообменникам воздухоохладителя. Для этой цели рассчитываем скорость движения воды в трубах теплообменников:

параллельная схема

$$\omega_w = \frac{1,32}{1000 \cdot 0,00123 \cdot 5} = 0,215 \text{ м}/\text{с};$$

последовательная схема

$$\omega_w = \frac{1,32}{1000 \cdot 0,00123} = 1,073 \text{ м}/\text{с}.$$

Из расчета следует, что можно принять последовательную схему присоединения трубопроводов, так как $\omega_{w_{\text{рек}}} \leq 1,5 \text{ м}/\text{с}$.

Коэффициент теплопередачи пятирядного воздухоохладителя, работающего в режиме охлаждения и осушения воздуха, можно рассчитать по формулам, соответствующим количеству рядов $n=4$ и $n=8$ [1, 4, 16]. Значение k при выбранном количестве n можно определить путем аппроксимации:

при $n=4$

$$k = 8,82 (\omega p)^{0,29} (\omega_w)^{0,22} \bar{T}_0^{-0,6};$$

при $n=8$

$$k = 12,8 (\omega p)^{0,35} (\omega_w)^{0,25} \bar{T}_0^{-0,38},$$

где $\bar{T}_0$ — температурный параметр;

$$\bar{T}_0 = \frac{t_1 - t_{m_1}}{t_1 - t_{w_1}},$$

t_{m_1} — температура воздуха по мокрому термометру для начального состояния воздуха (по $\mathcal{I}-d$ -диаграмме $t_{m_1} = 10,8^\circ\text{C}$).

При расчете $\bar{T}_0$ необходимо знать начальную температуру t_{w_1} воды. Обычно принимают, что температура воды t_{w_1} , выходящей из воздухоохладителя, на $0,7-1,5^\circ\text{C}$ ниже температуры точки росы обработанного воздуха, если схема движения воздуха и воды — противоточно-перекрестная. Графически находим, что температура точки росы воздуха, выходящего из воздухоохладителя, равна 7°C . Принимаем $t_{w_1} = 6^\circ\text{C}$, так как в данном случае применена противоточно-перекрестная схема. Тогда $t_{w_1} = 6-4 = 2^\circ\text{C}$, а температурный параметр $\bar{T}_0 = 0,27$.

Массовую скорость движения воздуха определяем по формуле

$$\omega p = \frac{2,78 \cdot 1,036}{0,47} = 6,13 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2).$$

После подстановки известных данных в соответствующие формулы находим, что при $n=4$ $k=33,63 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, а при $n=8$ $k=41,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Определяем, что при $n=5$ $k=35,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

В связи с относительно незначительной разностью между температурами по воздуху и воде температурный напор $\Delta t_{\text{ср}}$ рассчитываем как средний арифметический:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{14 + 9}{2} - \frac{2 + 6}{2} = 7,5^\circ\text{C}.$$

Необходимую площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя находим по формуле

$$F_{\text{охл}} = \frac{Q_0}{k \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{22,2 \cdot 10^3}{35,5 \cdot 7,5} = 83,4 \text{ м}^2.$$

Из расчета следует, что предварительно выбранный пятирядный воздухоохладитель с $F_{\text{охл}} = 86 \text{ м}^2$ подобран правильно.

Пример 107. Рассчитать и подобрать воздухоохладитель для условий примера 106, пользуясь номограммой. По номограмме (см. рис. 24, в) предварительно выбираем количество рядов теплообменников $n=5$, определяем значения W_x , ω и t_{w_2} и сравниваем полученные значения с расчетными.

Из расчетных данных примера 105 (в примерах 106 и 105 параметры охлаждаемого воздуха одинаковы) известно, что коэффициент $K_{в.р.}$, позволяющий графически определить необходимое количество рядов теплообменников, равен 0,53. Тогда по номограмме находим, что при $K_{в.р.}=0,53$, $n=5$, $L=L_n/L=1$ и последовательной противоточной схеме присоединения трубопроводов коэффициент $K_w=0,28$ (см. точку 1 на рис. 24, в).

Расчет количества, скорости и температуры воды осуществляем по следующим формулам:

$$W_x = \frac{2,78 \cdot 1,036 \cdot 1,01 \cdot 0,53}{4,19 \cdot 0,28} = 1,314 \text{ кг/с};$$

$$\omega_w = \frac{1,314}{1000 \cdot 0,00123} = 1,07 \text{ м/с};$$

$$t_{w_2} = 2 + \frac{0,28}{1,15} (18,3 - 2) = 5,97^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_w = 5,97 - 2 = 3,97 \approx 4^\circ\text{C}.$$

При сравнении этих данных с данными примера 106 находим, что значения необходимого количества воды W_x , скорости ее движения ω_w и разности между температурами Δt_w близки к значениям, полученным расчетным путем.

Пример 108. Наружный воздух, параметры которого соответствуют расчетным параметрам для Москвы, охлаждается и осушается в воздухоохладителе секционного кондиционера КД-20А. Параметры воздуха, выходящего из воздухоохладителя, следующие: $t_2=15^\circ\text{C}$, $\phi_2=75\%$. Выполнить расчет и подбор воздухоохладителя с помощью номограммы, а также определить его аэродинамическое сопротивление.

Построение на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме действительного и условного процессов аналогично построению, приведенному на рис. 29. При построении учитываем, что расчетные параметры наружного воздуха для Москвы в теплый период соответствуют $t_{н.г.}=28,5^\circ\text{C}$, $\mathcal{J}_{н.г.}=54,05$ кДж/кг, $p_6=99,325$ кПа. Графически определяем $t_{1р}=34,5^\circ\text{C}$, $t_{2р}=17,6^\circ\text{C}$ и $t_0=9,5^\circ\text{C}$.

Принимаем $\Delta t=3,5^\circ\text{C}$. Тогда $t_{w_1}=6^\circ\text{C}$.

Вычисляем коэффициент $K_{в.р.}$:

$$K_{в.р.} = \frac{34,5 - 17,6}{34,5 - 6} 1,15 = 0,68.$$

Предварительно принимаем параллельную схему присоединения трубопроводов и по номограмме (см. рис. 24, г) находим при $L=L_n/L=1$ и $K_{в.р.}=0,68$ количество рядов $n=6$ и коэффициент $K_w=0,09$. Следовательно, для осуществления заданного режима обработки наружного воздуха в кондиционере КД-20А необходимо установить шестирядный воздухоохладитель, пло-

щадь теплопередающей поверхности которого $F_{\text{охл}}=204,9 \text{ м}^2$ (приложение VIII). При этом $F_{\text{ж.с}}=0,92 \text{ м}^2$, $f_{\text{тр}}=0,00123 \text{ м}^2$.

Расчет количества и скорости движения воды осуществляем по следующим формулам:

$$W_x = \frac{5,56 \cdot 1,147 \cdot 1,01 \cdot 0,68}{4,19 \cdot 0,09} = 11,61 \text{ кг/с};$$

$$\omega_w = \frac{11,61}{1000 \cdot 0,00123 \cdot 6} = 1,57 \text{ м/с}.$$

Затем определяем конечную температуру воды t_{w_2} и разность между температурами Δt_w :

$$t_{w_2} = 6 + \frac{0,09}{1,15} (34,5 - 6) = 8,23^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_w = t_{w_2} - t_{w_1} = 8,23 - 6 = 2,23^\circ\text{C}.$$

Полученная разность между температурами по воде Δt_w соответствует рекомендуемому диапазону ($\Delta t_w = 2 \dots 4^\circ\text{C}$).

Далее рассчитываем среднюю температуру воздуха и скорость его движения в набегающем потоке:

$$t_{\text{ср}} = \frac{28,5 + 15}{2} = 21,75^\circ\text{C};$$

$$\omega_{\text{фр}} = \frac{5,56}{2,07} = 2,69 \text{ м/с},$$

где 2,07 — площадь фронтального сечения (в м^2) воздухоохладителя, равная площади фронтального сечения кондиционера КД-20А, так как воздухоохладитель не имеет обводного канала.

При $t_{\text{ср}}=21,75^\circ\text{C}$ определяем поправочный коэффициент ($\psi=1,01$). Тогда аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя в режиме сухого охлаждения составит:

$$\Delta p_{\text{но}} = \Delta p_{\text{вн}} = 250 \cdot 1,01 = 252,5 \text{ Па},$$

где 250 — аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя в режиме сухого охлаждения при $t_{\text{ср}}=20^\circ\text{C}$, равное аэродинамическому сопротивлению воздухонагревателя (см. рис. 27).

Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя в режиме охлаждения и осушения воздуха с учетом сопротивления каплеуловителя составит:

$$\Delta F_{\text{но}} = 1,4 \cdot 252,5 + 7,8 \cdot 2,69^2 = 409,9 \text{ Па}.$$

ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ ШКАФНЫХ АВТОНОМНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КТА

Воздухоохладители автономных кондиционеров имеют 4 ... 8 рядов труб по ходу движения воздуха и изготавливаются в виде единых теплообменных аппаратов, чаще всего с пластинчатым оребрением.

В качестве охлаждающей среды в трубках воздухоохладителей циркулируют хладоны (хладоновые воздухоохладители).

Выполняют поверочные и проектные расчеты воздухоохладителей. Поверочные расчеты сводятся к определению конечных параметров воздуха, которые можно достигнуть при заданных значениях холодопроизводительности Q_0 , площади теплопередающей поверхности $F_{\text{охл}}$ и начальных параметров воздуха, а проектные — площади теплопередающей поверхности $F_{\text{охл}}$, если заданы параметры воздуха до и после охлаждения.

Пример 109. В поверхностном воздухоохладителе автономного кондиционера необходимо охладить воздух в количестве $V = 2,8 \text{ м}^3/\text{с}$ от $t_1 = 16^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 60\%$ до $t_2 = 7^\circ\text{C}$ и $\phi = 85\%$. Определить необходимую площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя, если атмосферное давление $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$.

Необходимую площадь теплопередающей поверхности $F_{\text{охл}}$ (в м^2) воздухоохладителя рассчитываем по формуле

$$F_{\text{охл}} = \frac{Q_0 \cdot 10^3}{\alpha_p \Delta t_{\text{срн}}},$$

где Q_0 — холодопроизводительность, кВт; α_p — условный коэффициент теплоотдачи от наружной оребренной поверхности к воздуху, учитывающий выпадение влаги, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\Delta t_{\text{срн}}$ — средний логарифмический температурный напор (между температурой воздуха и температурой наружной оребренной поверхности), $^\circ\text{C}$.

Холодопроизводительность определяем, учитывая разность между энтальпиями охлаждаемого воздуха

$$Q_0 = V \rho (\mathcal{I}_1 - \mathcal{I}_2).$$

Для определения энтальпий $\mathcal{I}_1$ и $\mathcal{I}_2$ на $\mathcal{I} - d$ -диаграмму наносим точки 1 и 2, которые характеризуют состояние воздуха, входящего в воздухоохладитель и выходящего из него (рис 31), и определяем $\mathcal{I}_1 = 33,5 \text{ кДж/кг}$ и $\mathcal{I}_2 = 20,5 \text{ кДж/кг}$. Плотность воздуха при $t_1 = 16^\circ\text{C}$ и $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$ $\rho = 1,198 \text{ кг/м}^3$ (приложение I). При известных данных $Q_0 = 43,6 \text{ кВт}$.

Условный коэффициент теплоотдачи рассчитываем по формуле

$$\alpha_p = \alpha_n \xi_{\text{вл}},$$

где α_n — коэффициент теплоотдачи от наружной оребренной поверхности к воздуху, учитывающий сухое охлаждение воздуха, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $\xi_{\text{вл}}$ — коэффициент влаговываждения.

Коэффициент теплоотдачи α_n можно определить с помощью графических зависимостей, разработанных для воздухоохладителей с различными видами оребрения. Принимаем, что воздухоохладитель представляет собой пучок горизонтальных труб с пластинчатым оребрением, для определения α_n воспользуемся зависимостью, приведенной на рис. 32. График учитывает изменение α_n в зависимости от относительной длины $\bar{l}$ воздушного канала и массовой скорости w движения воздуха.

Относительная длина $\bar{l}$ воздушного канала представляет собой отношение

$$\bar{l} = \frac{l}{d_3},$$

где l — длина воздушного канала воздухоохладителя (глубина воздухоохладителя), м; d_3 — эквивалентный диаметр воздушного канала, образованного горизонтальными рядами труб и ребрами, м.

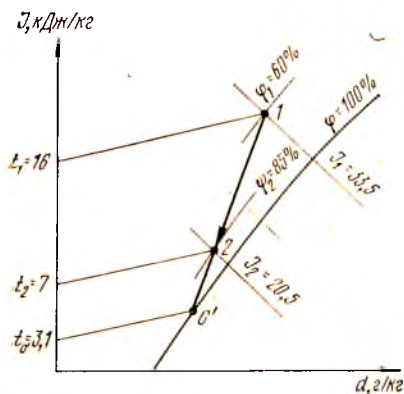


Рис. 31. К примеру 109

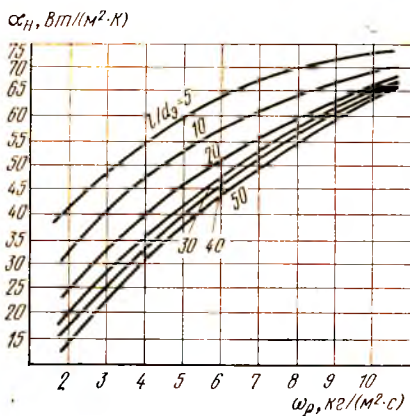


Рис. 32. К примеру 109

Задаемся следующими конструктивными характеристиками воздухоохладителя, принимая во внимание рекомендации по выбору диаметра труб, шага труб и ребер [9; 6], а также габаритные размеры кондиционера, в котором необходимо установить воздухоохладитель: расположение труб — коридорное (рис. 33), материал труб — медь, материал ребер — алюминий, диаметры труб — $d_n = 14$ мм и $d_{вн} = 12$ мм, толщина алюминиевого ребра $\delta_p = 0,3$ мм, шаг ребер $u = 2,25$ мм, шаг труб в ряду $S_1 = 30$ мм, расстояние между рядами труб $S_2 = 30$ мм, количество рядов труб по ходу движения воздуха $n_p = 4$, ширина воздухоохладителя $B = 1750$ мм, высота $H = 720$ мм.

Так как принято, что $S_2 = 30$ мм, длина воздушного канала (см. рис. 33) составляет

$$l = 3S_2 + 2S_2/2 = 4S_2 = 4 \cdot 30 = 120 \text{ мм.}$$

Эквивалентный диаметр d_3 рассчитываем по формуле [9]

$$d_3 = \frac{2(u - \delta_p)(S_1 - d_n)}{(u - \delta_p) + (S_1 - d_n)} 10^{-3} = \frac{2(2,25 - 0,3)(30 - 14)}{(2,25 - 0,3) + (30 - 14)} 10^{-3} = 0,00345 \text{ м}$$

Следовательно, $\bar{l}=33,62$. Затем определяем площадь живого сечения для прохода воздуха:

$$F_{ж.с} = \frac{F_{фр}}{S_r/S_v},$$

где $F_{фр}$ — площадь фронтального сечения воздухоохладителя, m^2 ; $F_{фр}=BH=$
 $=1,75 \cdot 0,72=1,26 m^2$; S_r/S_v — отношение единичных площадей [9]:

$$S_r = \alpha S_1 = 2,25 \cdot 30 \cdot 10^{-6} =$$

$$= 0,675 \cdot 10^{-4} m^2;$$

$$S_v = (S_1 - d_n) (\alpha - \delta_p) 10^{-6} = (30 -$$

$$-14) (2,25 - 0,3) 10^{-6} = 0,312 \cdot 10^{-4} m^2;$$

$$F_{ж.с} = 0,58 m^2.$$

Массовую скорость движения воздуха ω_p в воздухоохладителе рассчитываем по формуле

$$\omega_p = \frac{V_p}{F_{ж.с}} = \frac{2,8 \cdot 1,198}{0,58} =$$

$$= 5,78 \text{ кг/(с} \cdot m^2 \text{)}.$$

При $\bar{l}=33,62$ и $\omega_p=$
 $=5,78 \text{ кг/(с} \cdot m^2 \text{)}$ по рис. 32
 $\alpha_n=45 \text{ Вт/(м}^2 \cdot K \text{)}.$

Коэффициент влаговыпадения $\xi_{вл}$ определяем с помощью отношения

$$\xi_{вл} = \frac{J_1 - J_2}{c(t_1 - t_2)} =$$

$$= \frac{33,5 - 20,5}{1,01(16 - 7)} = 1,43.$$

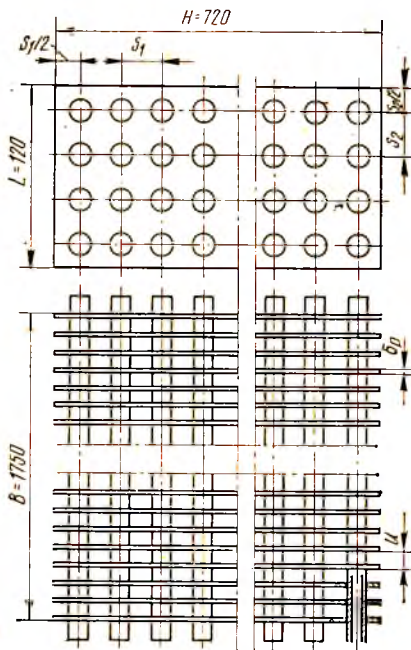


Рис. 33. К примеру 109

Следовательно, $\alpha_p=64,35 \text{ Вт/(м}^2 \cdot K \text{)}.$

Затем графически находим среднюю температуру наружной оребренной поверхности $t_{н.п}$. На $J-d$ -диаграмме (см. рис. 31) соединяем точки 1 и 2. Линия 1—2 характеризует изменение состояния воздуха в воздухоохладителе. Продолжая линию 1—2 до пересечения с линией насыщения $\phi=100\%$, находим точку $0'$, характеризующую среднюю температуру наружной поверхности $t_{н.п}=3,1^\circ C$.

Средний логарифмический температурный напор $\Delta t_{ср.н}$, а затем необходимую площадь $F_{охл}$ рассчитываем по формулам

$$\Delta t_{ср.н} = \frac{t_1 - t_2}{2,3 \lg \frac{t_1 - t_{н.п}}{t_2 - t_{н.п}}} = \frac{16 - 7}{2,3 \lg \frac{16 - 3,1}{7 - 3,1}} = 7,5^\circ C;$$

$$F_{\text{охл}} = \frac{43,6 \cdot 10^3}{64,35 \cdot 7,5} = 90,34 \text{ м}^2.$$

Пример 110. Для условий примера 109 рассчитать площадь наружной оребренной поверхности воздухоохладителя F_p и проверить соответствие необходимой площади $F_{\text{охл}}$ и площади F_p , рассчитанной по предварительно принятым конструктивным характеристикам.

Площадь наружной оребренной поверхности F_p рассчитываем по формуле

$$F_p = F_{\text{вн}} \beta_{\text{ор}};$$

$$F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{вн}} B n_{\text{тр}},$$

где $F_{\text{вн}}$ — площадь внутренней теплопередающей поверхности воздухоохладителя (со стороны холодильного агента), м^2 ; $\beta_{\text{ор}}$ — коэффициент оребрения; $n_{\text{тр}}$ — количество труб, шт.

Учитывая, что $H = 720$ мм и $S_1 = 30$ мм, находим количество труб, расположенных в одном ряду, а также общее количество труб $n_{\text{тр}}$ и площадь $F_{\text{вн}}$:

$$n_{1\text{р}} = \frac{720}{30} = 24 \text{ шт.};$$

$$n_{\text{тр}} = 24 \cdot 4 = 96 \text{ шт.};$$

$$F_{\text{вн}} = 3,14 \cdot 0,012 \cdot 1,75 \cdot 96 = 6,33 \text{ м}^2.$$

Коэффициент оребрения воздухоохладителя рассчитываем по формуле [9]

$$\beta_{\text{ор}} = \frac{(2S_1 S_2 - 0,785 d_{\text{н}}^2) \frac{1}{\alpha} + \pi d_{\text{н}} \left(1 - \frac{\delta_p}{\alpha}\right)}{\pi d_{\text{вн}}} =$$

$$= \frac{(2 \cdot 0,03 \cdot 0,03 - 0,785 \cdot 0,014^2) \frac{1}{0,00225} + 3,14 \cdot 0,014 \left(1 - \frac{0,0003}{0,00225}\right)}{3,14 \cdot 0,012} = 20,4.$$

При известных значениях $F_{\text{вн}}$ и $\beta_{\text{ор}}$ $F_p = 129,1 \text{ м}^2$.

Полученное значение F_p представляет собой площадь установочной наружной поверхности воздухоохладителя. Практически в теплообмене между воздухом и наружной поверхностью участвует площадь F'_p , несколько меньшая, чем площадь F_p

$$F'_p = F_p \eta_{\text{во}},$$

где $\eta_{\text{во}}$ — коэффициент эффективности воздухоохладителя;

$$\eta_{\text{во}} = 1 - e^{-\frac{\alpha_{\text{н}} E_{\text{н}} F_p}{V \rho c}},$$

$E_{\text{н}}$ — коэффициент эффективности оребренной поверхности; c — теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Коэффициент эффективности E_{Π} оребренной поверхности при хорошем контакте между ребром и трубкой, а также при $\beta_{\text{ор}} > 10$ можно ориентировочно принять равным коэффициенту эффективности ребра E_p .

Коэффициент эффективности ребра E_p для пластинчатого оребрения и коридорного расположения труб определяем по формуле

$$E_p = \frac{\text{th } mh'}{mh'}$$

где mh' — безразмерный комплекс; m — коэффициент;

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_n \xi_{нл}}{\lambda_p \delta_p}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 45 \cdot 1,43}{198 \cdot 0,0003}} = 46,55;$$

λ_p — коэффициент теплопроводности материала ребра, Вт/(м·К) [$\lambda_p = 198$ Вт/(м·К)]; h' — условная высота ребра, м;

$$h' = \left(\frac{S_1}{2} - \frac{d_n}{2} \right) (1 - 0,805 \lg r_1),$$

r_1 — показатель расположения трубок;

$$r_1 = 1,28 \frac{S_1}{d_n} \sqrt{\frac{S_1}{S_2} - 0,2} = 1,28 \frac{30}{14} \sqrt{\frac{30}{30} - 0,2} = 2,45;$$

$$h' = \left(\frac{30}{2} - \frac{14}{2} \right) 10^{-3} (1 - 0,805 \lg 2,45) = 0,0055 \text{ м};$$

$$mh' = 0,256.$$

Значения $\text{th } mh'$ приведены ниже:

mh'	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
$\text{th } mh'$	0,0	0,1	0,197	0,291	0,38	0,46	0,537	0,6
mh'	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$\text{th } mh'$	0,664	0,716	0,762	0,8	0,834	0,862	0,885	0,905

По данным приведенной зависимости находим, что $\text{th } mh' = 0,249$. Следовательно,

$$E_p = \frac{0,249}{0,256} = 0,973.$$

Рассчитываем коэффициент $\eta_{\text{во}}$ и площадь F'_p :

$$\eta_{\text{во}} = 1 - e^{-\frac{45 \cdot 0,973 \cdot 129,1}{2,8 \cdot 1,198 \cdot 1,01 \cdot 10^3}} = 0,8;$$

$$F'_p = 129,14 \cdot 0,8 = 103,28 \text{ м}^2.$$

Площадь $F'_p > F_{\text{охл}}$, т. е. площадь наружной поверхности, участвующая в теплообмене, несколько больше площади, необходимой для охлаждения воздуха до заданных параметров.

Значение расхождения F'_p и $F_{охл}$ рассчитываем по формуле

$$\Delta F = \frac{F'_p - F_{охл}}{F'_p} 100 = \frac{103,28 - 90,34}{103,28} 100 = 12,5\%,$$

что соответствует допустимым пределам.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для условий примера 92 определить, как изменится необходимая площадь теплопередающей поверхности воздухонагревателя, если начальная температура воды $t_{w_1} = 90^\circ\text{C}$.

2. Наружный воздух, параметры которого соответствуют расчетным параметрам наружного воздуха для Ленинграда, нагревается в воздухонагревателе секционного кондиционера КТЦ80 до температуры $t_2 = 12^\circ\text{C}$. Рассчитать и подобрать воздухонагреватель для заданных условий нагревания, если количество воздуха равно номинальной производительности кондиционера по воздуху. Температура воды $t_{w_1} = 110^\circ\text{C}$. Расчет выполнить без использования номограммы.

3. Секционный кондиционер работает на три сушильные камеры: № 1 — для полукопченых колбас, № 2 — для сырокопченых колбас и № 3 — для свинокоченостей. На выходе из кондиционера параметры воздуха следующие: $t_1 = 5^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 95\%$. Перед подачей в сушильные камеры воздух необходимо нагреть до 10°C для камеры № 1; до 15°C — для камеры № 2, до 18°C — для камеры № 3. Количество воздуха, подаваемого в камеры: $V_1 = 1,5 \text{ м}^3/\text{с}$; $V_2 = 2 \text{ м}^3/\text{с}$ и $V_3 = 2,5 \text{ м}^3/\text{с}$. Рассчитать и подобрать зональные подогреватели, устанавливаемые в приточных воздуховодах сушильных камер, если $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$.

4. В технологическом кондиционере производительностью по воздуху $V = 4,44 \text{ м}^3/\text{с}$ (приложение X) воздух, параметры которого $t_1 = 4^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 90\%$, нагревается в паровом воздухонагревателе, комплектно поставляемом с кондиционером. Кондиционер обслуживает туннель для трехстадийной термообработки сырокопченых колбас. При этом параметры внутреннего воздуха и тепловлажностный коэффициент процесса термообработки колбас изменяются, что вызывает затруднения при поддержании заданного температурного режима с помощью парового воздухонагревателя. Поэтому принимаем, что в установленный воздухонагреватель подается горячая вода температурой $t_{w_1} = 80^\circ\text{C}$. Определить необходимое количество и температуру воды, выходящей из воздухонагревателя, для случаев, когда температура нагретого воздуха t_2 соответственно равна 6, 20 и 14°C .

5. Для условий, приведенных в вопросе 4, подобрать электрический воздухонагреватель, собранный из трубчатых нагревательных элементов. Предложить программу включения трубчатых нагревательных элементов, учитывая значения $t_2 = 6, 20$ и 14°C .

6. В бытовом кондиционере БК-1500 производительностью $V = 0,104 \text{ м}^3/\text{с}$ для поддержания заданной температуры воздуха в помещении в холодный период необходимо установить трубчатые нагревательные элементы. Определить количество и мощность трубчатых нагревательных элементов, если рекомендуемая температура внутреннего воздуха $t_n = 18^\circ\text{C}$; количество теплоты, поступающей в помещение $\Sigma Q_x = -2,5 \text{ кВт}$; количество влаги, поступающей в помещение, $\Sigma W_x = 0$; заслонка для подачи наружного воздуха в кондиционере закрыта, в помещении установлено два кондиционера; атмосферное давление $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$.

7. Теплопроизводительность воздухонагревателя эжекционного кондиционера-доводчика $Q_{нагр} = 2,9 \text{ кВт}$. Количество первичного воздуха $V_1 = 0,0694 \text{ м}^3/\text{с}$, коэффициент эжекции $K_э = 1,5$. Определить параметры воздуха, выходящего из воздухонагревателя, если его параметры на входе $t_1 = 14^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 50\%$, а $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$.

8. Для условий примера 104 определить, как изменятся параметры воздуха, выходящего из блока тепломассообмена, если воздух будет охлаждаться с помощью воздухоохладителя и камеры орошения. При этом температура воды, подаваемой в камеру орошения, равна температуре воды, входящей в воздухоохладитель. Рассчитать также количество воды, подаваемой в камеру орошения и воздухоохладитель.

9. Для условий примера 104 рассчитать параметры воздуха, выходящего из блока тепломассообмена, если его камера орошения работает в режиме изотальпийного увлажнения воздуха.

10. Для условий примера 105 определить, как изменится площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя и количество воды, если в воздухоохладитель будет поступать наружный воздух, параметры которого соответствуют расчетным параметрам наружного воздуха для теплого периода г. Владимира.

11. В воздухоохладителе шкафного автономного кондиционера КТА1-10 воздух охлаждается и осушается от $t_n = 14^\circ\text{C}$ и $\varphi_n = 75\%$ до $t_0 = 4^\circ\text{C}$ и $\varphi_0 = 95\%$. Кондиционер обслуживает туннель для созревания свинокоченостей. Режим созревания осуществляется при постоянной температуре t_n и убывающей рабочей разности между влагосодержаниями приточного и внутреннего воздуха. При этом максимальная разность между влагосодержаниями

$$\Delta d_{\text{макс}} = \Delta d_1 = d_n - d_0,$$

где d_n — влагосодержание воздуха до охлаждения (при t_n и φ_n), г/кг; d_0 — влагосодержание воздуха после охлаждения (при t_0 и φ_0), г/кг.

Далее разность уменьшается до $\Delta d_2 = \Delta d_1 - 0,5$, а затем $\Delta d_3 = \Delta d_2 - 0,5$. Определить, как изменяются параметры воздуха, выходящего из воздухоохладителя в процессе созревания продукта, а также количество воздуха, проходящего через воздухоохладитель, и холодопроизводительность, если воздухоохладитель оборудован обводным воздушным клапаном. Предложить также способы изменения холодопроизводительности воздухоохладителя, если отсутствует обводной воздушный клапан, $p_0 = 99,325$ кПа.

12. Для условий примера 108 рассчитать необходимую площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя и количество воды, если в кондиционер поступает наружный воздух, параметры которого соответствуют расчетным параметрам воздуха для г. Кишинева, а также, как изменится аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя при указанном изменении параметров воздуха, входящего в воздухоохладитель.

13. В туннеле для охлаждения вареных колбас, оборудованном холодильной системой охлаждения, необходимо установить воздухоохладители над каждой рамой с продуктом. Рекомендуемые размеры фронтального сечения воздухоохладителя 1×1 м. Параметры обрабатываемого воздуха следующие: $t_1 = 8^\circ\text{C}$ и $\varphi_1 = 75$, $t_2 = 5^\circ\text{C}$ и $\varphi_2 = 90\%$. Количество воздуха $V = 0,072$ м³/с. Определить необходимую площадь теплопередающей поверхности, если $p_0 = 99,325$ кПа.

VII. РАСЧЕТЫ СИСТЕМ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА

При расчете систем воздухораспределения составляют уравнения теплового баланса кондиционируемого помещения по воздуху:

$$\sum Q_n = V \rho c \Delta t_p \quad (55)$$

$$\sum Q = V \rho \Delta x_p, \quad (56)$$

где ΣQ_n , ΣQ — количество явной и полной теплоты, поступающей в помещение, кВт; V — количество воздуха, м³/с; ρ — плотность приточного воздуха, кг/м³; Δt_p — рабочая разность между температурами приточного и внутреннего воздуха, °С; ΔI_p — рабочая разность между энтальпиями приточного и внутреннего воздуха, кДж/кг.

Учитывая уравнения (55), (56), находят количество воздуха:

$$V = \frac{\Sigma Q_n}{\rho c \Delta t_p} \quad (55a)$$

или

$$V = \frac{\Sigma Q}{\rho \Delta \mathcal{I}_p} \quad (56a)$$

Количество V зависит от скорости движения приточного воздуха, а также количества и площади поперечного сечения воздухоораспределителей:

$$V = \omega_0 n_{np} F_{вр}, \quad (57)$$

где ω_0 — скорость движения приточного воздуха, м/с; n_{np} — количество воздухоораспределителей, шт.; $F_{вр}$ — площадь поперечного сечения воздухоораспределителя, м².

Следовательно, скорость движения приточного воздуха можно определить по формулам

$$\omega_0 = \frac{\Sigma Q_n}{\rho c \Delta t_p n_{np} F_{вр}} \quad (58)$$

или

$$\omega_0 = \frac{\Sigma Q}{\rho \Delta \mathcal{I}_p n_{np} F_{вр}} \quad (58a)$$

Значение скорости ω_0 , рассчитываемое по уравнениям (58) и (58a), удовлетворяет уравнению теплового баланса кондиционируемого помещения по воздуху и уравнению количества воздуха, учитывающему количество воздухоораспределителей и их размеры.

Скорость движения ω_0 зависит от скорости движения воздуха ω_x в рабочей зоне, заданной технологическими или комфортными условиями, и вида воздухоораспределителей. При расчете скорости ω_0 в зависимости от ω_x используют методы расчета свободных струй (без учета взаимодействия и неизотермичности струй) и стесненных струй (с учетом взаимодействия и неизотермичности струй).

При расчете систем воздухоораспределения скорость ω_0 сначала определяют по формуле (58) или (58a), а затем по эмпирической формуле, учитывающей зависимость ω_0 от скорости ω_x для предварительно выбранного воздухоораспределителя. Полученные значения ω_0 сравнивают. Если имеется расхождение в полученных значениях, то изменяют количество или размеры воздухоораспределителей таким образом, чтобы рабочая разность между температурами Δt_p находилась в допустимых пределах.

После определения ω_0 рассчитывают количество воздуха V и уточняют производительность кондиционера по воздуху.

По найденному значению производительности кондиционера по воздуху определяют диаметр воздуховодов, потери напора в них, полный напор, развиваемый вентилятором, мощность электродвигателя вентилятора и осуществляют подбор вентилятора.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ И КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА

Пример 111. В камеру размораживания мясных полутуш, размеры которой 6×12 м, приточный воздух подается через верхние воздухораспределительные каналы, оборудованные круглыми соплами (система воздухораспределения конструкции ВНИИМПа). Заданная скорость движения воздуха на уровне расположения бедренных частей полутуш $\omega_x = 1,25$ м/с, количество теплоты, поступающей в камеру, $\Sigma Q_{\text{я}} = -30$ кВт, максимальная рабочая разность между температурами $\Delta t_p = 10^\circ \text{C}$, температура внутреннего воздуха $t_b = 10^\circ \text{C}$, $p_b = 101,325$ кПа. Определить скорость движения приточного воздуха и производительность кондиционера по воздуху.

Чтобы определить скорость ω_0 приточного воздуха, предварительно рассчитываем необходимое количество воздухораспределителей (сопл) и площадь поперечного сечения сопла.

В системах воздухораспределения конструкции ВНИИМПа верхние воздухораспределительные каналы расположены в основном над подвесными путями. При этом каналы оснащаются круглыми соплами конической или цилиндрической формы диаметром $d_c = 50$ мм. Следовательно, $F_{\text{вр}} = 0,785$, $d_c^2 = 0,00196$ м².

Количество сопел $n_{\text{вр}}$ рассчитываем по формуле

$$n_{\text{вр}} = n_{\text{вр1}} n_{\text{к}},$$

где $n_{\text{вр1}}$ — количество сопел в одном воздухораспределительном канале, шт.; $n_{\text{к}}$ — количество воздухораспределительных каналов, шт.

При определении $n_{\text{вр}}$, учитываем, что сопла расположены в два ряда по 6 шт. на 1 м канала. В камере шириной 6 м размещается шесть воздухораспределительных каналов. Их длина равна рабочей длине подвесных путей $l_{\text{р.п}}$ (в м), которая определяется следующим образом:

$$l_{\text{р.п}} = l_{\text{кам}} - 2 \div 3,$$

где $l_{\text{кам}}$ — длина камеры, м.

Принимаем $l_{\text{р.п}} = 12 - 2,5 = 9,5$ м.

Следовательно, $l_{\text{кан}} = 9,5$, количество сопел в одном канале $n_{\text{вр1}} = 6 \cdot 9,5 = 57$ шт., количество сопел $n_{\text{вр}} = 57 \cdot 6 = 342$ шт.

Подставляя известные данные в формулу (58) и учитывая, что плотность приточного воздуха $\rho = 1,205$ кг/м³ при $t = 20^\circ \text{C}$, находим $\omega_0 = 3,71$ м/с.

Скорость движения приточного воздуха для круглых сопел рассчитываем по формуле, учитывающей свободное движение струй:

$$\frac{\omega_x}{\omega_0} = \frac{0,48}{\frac{a_{\text{т.х}}}{d_c} + 0,145}, \quad (59)$$

где a_t — коэффициент турбулентности, зависящий от формы сопла (для цилиндрического сопла $a_{тц} = 0,076$, для конического $a_{тк} = 0,066 \dots 0,071$); x — расстояние от сопла до уровня расположения центра бедренных частей мясных полутуш, м ($x = 1$ м); d_c — диаметр сопла, м ($d_c = 0,05$ м).

Расчет скорости ω_0 выполняем для сопл цилиндрической и конической форм, принимая соответственно $a_{тц} = 0,076$ и $a_{тк} = 0,07$ $\omega_{0ц} = 4,34$ м/с и $\omega_{0к} = 4$ м/с.

Так как $\omega_{0ц} > \omega_{0к}$, принимаем в системе воздухораспределения сопла конической формы.

Полученное значение скорости $\omega_{0к}$, необходимое для создания заданной скорости движения воздуха в зоне размещения продукта, превышает значение ω_0 , рассчитанное по формуле (58). При подстановке значения $\omega_{0к}$ в формулу (58) находим, что действительная рабочая разность между температурами Δt_p будет меньше, чем максимальная, т. е. $\Delta t_{p_d} < \Delta t_{p_{макс}}$. Определяем значение Δt_{p_d} для круглых сопл конической формы:

$$\Delta t_{p_d} = -9,28^\circ \text{C}.$$

Учитывая, что $\omega_{0к} = 4$ м/с, по формуле (57) рассчитываем необходимое количество воздуха:

$$V = 4 \cdot 342 \cdot 0,00196 = 2,68 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Принимаем коэффициент, учитывающий потери через неплотности воздуховодов, равным 1,03, и находим, что производительность кондиционера по воздуху $V_n = 2,77 \text{ м}^3/\text{с}$. При этом для обработки и распределения воздуха в данной камере размораживания можно предусмотреть центральный секционный кондиционер КД-10А производительностью по воздуху $V = 2,78 \text{ м}^3/\text{с}$ или шкафной автономный кондиционер КТА1-10 такой же производительности по воздуху (приложения VII, VIII).

Пример 112. Для условий примера 111 определить количество и скорость движения приточного воздуха, если в воздухораспределительных каналах установить плоские сопла круглой формы того же диаметра, что и круглые сопла ($d_c = 50$ мм), без изменения количества сопл.

Скорость движения приточного воздуха для плоских сопл находим по формуле, учитывающей свободное движение струй,

$$\frac{\omega_x}{\omega_0} = \frac{1,2}{\sqrt{\frac{a_t x \cdot 2}{d_c} + 0,41}}, \quad (60)$$

где a_t — коэффициент турбулентности, равный 0,09 ... 0,12.

* В данном случае в конструкции системы воздухораспределения предусмотрены определенные количество сопл на 1 м канала и диаметр, исходя из геометрических размеров полутуш и их взаимного расположения на подвесных путях. Следовательно, $n_{вр}$ и $F_{вр}$ остаются неизменными, а изменяется рабочая разность между температурами Δt_p .

Принимаем $a_T = 0,1$ и определяем $\omega_0 = 2,2$ м/с.

Сравниваем значения скорости: $\omega_0 = 3,71$ м/с — с учетом теплового баланса и максимальной разности между температурами (из условий примера 110) и $\omega_0 = 2,2$ м/с — с учетом заданной скорости движения воздуха в зоне размещения продукта. Из сравнения значений ω_0 следует, что даже при максимальной разности между температурами скорость ω_0 , удовлетворяющая условию теплового баланса, превышает скорость ω_0 , соответствующую заданной скорости движения воздуха в зоне размещения продукта, в 1,76 раза. Следовательно, количество воздухоораспределителей или их диаметр необходимо изменить. Для создания более равномерных условий движения воздуха в зоне размещения продукта увеличиваем количество сопл без изменения их диаметра. Принимаем $\omega_0 = 2,2$ м/с и по формуле (58) вычисляем необходимое количество сопл: $n_{вр} = 578$. Принимаем $n_{вр} = 588$. Тогда в каждом канале необходимо установить 98 сопл ($588 : 6$), а в каждом ряду канала — 49. При $n_{вр} = 588$ шт. действительная рабочая разность между температурами $\Delta t_{ра} = 9,8^\circ \text{C}$.

Пример 113. Для условий примера 111 определить скорость движения приточного воздуха, учитывая факторы взаимодействия рядом расположенных воздушных струй и их неизотермичности, а также изменение производительности кондиционера по воздуху.

Приточный воздух подается через круглые сопла конической формы компактными прямооточными струями, для которых значение ω_0 можно определить с помощью следующего соотношения:

$$\omega_x = \frac{m\omega_0 \sqrt{F_{вр}}}{x} K_c K_{вз} K_n,$$

где m — коэффициент, характеризующий темп затухания скорости движения воздуха по длине струи [$m = 7,7$ (приложение XIII)]; K_c , $K_{вз}$, K_n — коэффициенты, учитывающие степень стеснения струй, взаимодействие струй, вытекающих из расположенных рядом воздухоораспределителей, и их неизотермичность.

Коэффициент K_c определяем по табл. 17 в зависимости от $\bar{x}$ и $\bar{F}$.

Значение коэффициента $K_{вз}$ (табл. 18) зависит от отношения x/l (l — половина расстояния между осями воздухоораспределителей).

Коэффициент K_n при вертикальной подаче приточного воздуха сверху вниз рассчитываем по формулам:

охлажденный воздух

$$K_n = \sqrt[3]{1 + \left(\frac{x}{H_r}\right)^2}; \quad (61)$$

нагретый воздух

$$K_n = \sqrt[3]{1 - \left(\frac{x}{H_r}\right)^2}, \quad (61a)$$

Таблица 17

Значение $\bar{F}$	Значение K_c при $\bar{x}$					
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
0,003	1	1	0,9	0,85	0,8	0,75
0,006	1	0,9	0,8	0,75	0,7	0,65
0,01	1	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4
0,05	1	0,8	0,5	0,4	0,2	0,15
0,1	1	0,7	0,45	0,35	0,15	0,1
0,2	0,95	0,55	0,35	0,3	0,1	0,05

Примечание. $\bar{x} = \frac{x}{m \sqrt{F_{\text{пом}}}}$, $\bar{F} = \frac{F_{\text{вр}}}{F_{\text{пом}}}$, где $F_{\text{пом}}$ — площадь поперечного сечения помещения в плоскости, перпендикулярной потоку воздуха, приходящаяся на один воздухоораспределитель (струю), м²; $F_{\text{вр}}$ — площадь поперечного сечения воздухоораспределителя, м².

Таблица 18

Число струй	Значение $K_{\text{вз}}$ при x/l					
	10	20	30	40	50	60
2	1	1,15	1,3	1,35	1,35	1,4
3	1	1,2	1,4	1,55	1,6	1,65
4	1	1,2	1,45	1,65	1,75	1,8
5	1	1,2	1,45	1,7	1,85	1,95
6	1	1,2	1,45	1,7	1,85	2
7	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,05
8	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,1
9	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,1
10	1	1,2	1,45	1,7	1,9	2,1

где H_r — геометрическая характеристика воздухоораспределителя;

$$H_r = 5,45 m \omega_0 \frac{\sqrt[4]{F_{\text{вр}}}}{\sqrt{n \Delta t_p}}, \quad (62)$$

n — коэффициент, учитывающий темп затухания температуры воздуха по длине струй [$n=5,8$ (приложение XIII)]; Δt_p — рабочая разность между температурами, °C ($\Delta t_p=10^\circ\text{C}$).

Если $\frac{H_r}{\sqrt{F_{\text{вр}}}} > 100$, то коэффициент $K_n=1$, т. е. принимают, что приточные струи являются изотермическими.

Чтобы определить значения коэффициента K_c , необходимо рассчитать параметры $\bar{x}$ и $\bar{F}$, для чего находим

$$F_{\text{пом}} = \frac{6 \cdot 9,5}{342} = 0,167 \text{ м}^2,$$

где 6 и 9,5 — стороны прямоугольника (ширина камеры и рабочая длина подвесных путей), м; 342 — количество круглых сопл конической формы.

Подставляя известные данные x , m и $F_{\text{вр}}$, определяем $\bar{x}=0,32$ и $\bar{F}=0,01$. По табл. 17 находим $K_c=0,7$.

При расчете значения отношения x/l учитываем расстояние между соплами $2l=330$ мм (на 1 м канала в одном ряду располагается три сопла). Находим $x/l=1/0,165=6$. По табл. 18 $K_{\text{вз}}=1$.

Чтобы определить коэффициент K_n , предварительно по формуле (62) рассчитываем геометрическую характеристику воздухораспределителя:

$$H_r = 5,45 \cdot 7,7 \cdot 3,71 \frac{\sqrt[4]{0,00196}}{5,8 \cdot 10} = 4,29.$$

Проверяем отношение:

$$\frac{H_r}{\sqrt{F_{\text{вр}}}} = \frac{4,29}{\sqrt{0,00196}} = 96,85 < 100.$$

Следовательно, воздушные струи являются неизотермическими.

По формуле (61а) $K_n=0,99$.

Учитывая значения K_c , $K_{\text{вз}}$ и K_n , а также m , ω_0 , $F_{\text{вр}}$ и x , находим, что $\omega_x=0,87$ м/с. Полученное значение $\omega_x < \omega_{x_{\text{рек}}}$ ($0,87 < 1,25$). Поэтому предварительно принятое значение ω_0 , удовлетворяющее условию теплового баланса, является недостаточным. Обратным путем находим, что при $\omega_x=1,25$ м/с $\omega_0=5,3$ м/с. Полученное значение ω_0 является более точным, чем ω_0 , рассчитанное по формуле (59), так как учитывается стеснение смежных струй при их движении, а также их неизотермичность. Подставляя значение $\omega_0=5,3$ м/с в формулу (58), определяем действительную разность: $\Delta t_{p_{\text{д}}} = 7^\circ \text{C}$.

Если $\omega_0=5,3$ м/с, то по формуле (57) рассчитываем $V=3,55$ м³/с. Принимаем $V_n=V \cdot 1,03=3,65$ м³/с. При данном значении V_n необходимо установить два шкафных автономных кондиционера КТА1-10 и КТА1-4 общей производительностью по воздуху $V_n=3,88$ м³/с. Следовательно, при расчете с учетом взаимодействия и неизотермичности воздушных струй помимо кондиционера КТА1-10 необходима дополнительная установка кондиционера КТА1-4.

Пример 114. В цехе производства пищевых жиров, размеры которого 12×6 м, воздух подается через воздухораспределительный канал, оборудованный приточными регулируемыи решетками РР. Длина канала 12 м, количество теплоты, поступающей в помещение $\Sigma Q_{\text{я}}=15$ кВт, температура внутреннего воздуха $t_{\text{в}}=25^\circ \text{C}$, рабочая разность между температурами $\Delta t_p \leq 5^\circ \text{C}$, высота цеха $H_{\text{пом}}=4,8$ м, максимальная скорость движения возду-

ха в рабочей зоне $\omega_{\text{макс}}=0,3$ м/с, $p_6=101,325$ кПа. Определить скорость движения и количество приточного воздуха.

При определении скорости движения приточного воздуха задаемся количеством приточных решеток и их типом. Из конструктивных соображений предварительно принимаем $n_{\text{вр}}=6$, тип приточной решетки РР5, размеры решетки 600×200 (длина $l_0=600$ мм, высота $b_0=200$ мм), площадь поперечного сечения $F_{\text{вр}}=0,096$ м² (площадь живого сечения решетки для прохода воздуха).

По формуле (58) рассчитываем ω_0 , учитывая максимальную разность между температурами $\Delta t_p=5^\circ\text{C}$, плотность $\rho=1,205$ кг/м³ (температура приточного воздуха равна 20°C), $n_{\text{вр}}=6$ и $F_{\text{вр}}=0,096$ м². Следовательно, $\omega_0=4,32$ м/с.

Скорость движения приточного воздуха должна удовлетворять условию, когда $\omega_{\text{макс}}=0,3$ м/с. Принимаем высоту размещения воздухораспределительного канала $h_{\text{вр}}=4,0$ м. Так как $h_{\text{вр}} > 0,65 H_{\text{пом}}$, то струи, создаваемые приточными решетками, настилаются на потолок (подача воздуха горизонтальными настилающимися струями).

Для горизонтальных настилающихся струй

$$\omega_0 = \frac{\omega_{\text{макс.обр}}}{K_{\text{обр}} \sqrt{\frac{F_{\text{вр}}}{F_{\text{ном}}}}},$$

где $\omega_{\text{макс.обр}}$ — максимальная скорость движения воздуха в обратном потоке, м/с; $K_{\text{обр}}$ — коэффициент, учитывающий изменение скорости движения воздуха в обратном потоке.

Коэффициент $K_{\text{обр}}$ определяется следующим образом:

Число струй в ряду	1	2	4	6	8	10	12	14	16 и более
$K_{\text{обр}}$	1,3	1,15	1,05	1	0,95	0,9	0,8	0,7	0,65

Площадь помещения, приходящаяся на одну приточную решетку, составляет:

$$F_{\text{ном}} = \frac{12 \cdot 4,8}{6} = 9,6 \text{ м}^2.$$

Тогда $\omega_0=3$ м/с.

Так как скорость ω_0 , определяемая из уравнения теплового баланса при условии $\Delta t_p = \Delta t_{p_{\text{макс}}}$, превышает скорость ω_0 , учитывающую скорость движения в рабочей зоне, то предварительно выбранное количество $n_{\text{вр}}$ является недостаточным. Подставляя значение $\omega_0=3$ м/с в формулу (58), находим, что $n_{\text{вр}}=8,6$. Принимаем $n_{\text{вр}}=9$ и рассчитываем действительную разность между температурами $\Delta t_{p_{\text{д}}} = 4,8^\circ\text{C}$.

Необходимое количество воздуха находим по формуле (57):

$$V = 2,6 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Пример 115. Для условий примера 114 рассчитать скорость движения и количество воздуха, если воздухораспределительный канал установлен на высоте $h_{вр}=1,8$ м (непосредственно в рабочей зоне, так как $h_{р.з}=2$ м).

В связи с тем что воздух подается непосредственно в рабочую зону, скорость движения приточного воздуха должна быть меньше, чем при его подаче горизонтальными настилающимися струями. Предварительно принимаем, что ω_0 в 2 раза меньше, чем при подаче горизонтальными настилающимися струями. Так как в примере 114 $\omega_0=3$ м/с, считаем, что $\omega_0=1,5$ м/с. Подставляя предварительно принятое значение ω_0 в формулу (58), находим, что $n_{вр}=18$. Принимаем вариант размещения решеток в канале спаренно по две. При этом расстояние между ними равно 200 мм.

Затем определяем ω_0 с учетом скорости ω_x . При подаче приточного воздуха горизонтальными ненастилающимися струями

$$\omega_0 = \frac{x\omega_x}{m\sqrt{F_{вр}}K_cK_{вз}K_n} \quad (63)$$

Считаем, что $x=5$ м, а $\omega_x=0,1$ м/с. Коэффициент $m=4,5$ (приложение XIII).

При расчете коэффициента K_c предварительно находим

$$\bar{F} = \frac{F_{вр}}{F_{ном}} = \frac{0,096}{4,8 \cdot 12} = 0,03;$$

$$\bar{x} = \frac{x}{m\sqrt{F_{ном}}} = \frac{5}{4,5\sqrt{4,8 \cdot 12}} = 0,62.$$

При $\bar{F}=0,03$ и $\bar{x}=0,62$ $K_c=0,2$.

Чтобы найти значение коэффициента $K_{вз}$, предварительно определяем значение отношения $x/l=5/0,7=7,14$, где l — половина расстояния между осями двух рядом расположенных спаренных решеток ($2l=2 \cdot 0,6+0,2=1,4$ м). При $x/l=7,14$ находим $K_{вз}=1$.

Значение коэффициента K_n зависит от геометрической характеристики H_r и при горизонтальной подаче приточного воздуха ненастилающимися струями составляет

$$K_n = \sqrt{1 + \left(\frac{x}{H_r}\right)^4}, \quad (64)$$

где H_r — геометрическая характеристика, определяемая по формуле (62).

Из приложения XIII находим $n=3,2$. Подставляя известные данные в формулу (62), определяем $H_r=5,12$. Тогда по формуле (64) $K_n=1,3$.

Подставляя известные данные в формулу (63), рассчитываем $\omega_0 = 1,43$ м/с. Полученное значение ω_0 незначительно отличается от предварительно принятого. Поэтому перерасчета параметра H_r не проводим. При этом действительная рабочая разность между температурами $\Delta t_{p,x} = 4,98^\circ\text{C}$, а количество воздуха $V = 2,47$ м³/с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПОРА И МОЩНОСТИ ВЕНТИЛЯТОРА

Пример 116. В сушильном отделении завода искусственной колбасной оболочки система воздухораспределения состоит из верхних воздухораспределительных каналов 1 круглого сечения конструкции ЛИОТ и вытяжных воздуховодов 4, расположенных в нижней зоне помещения (рис. 34). Длина каналов $l_{\text{кан}} = 28$ м. Начальный диаметр канала $d_{\text{н}} = 710$ мм, конечный $d_{\text{к}} = 280$ мм. Скорость движения приточного воздуха $\omega_0 = 3,94$ м/с. Производительность кондиционера по воздуху $V = 3$ м³/с. Длина вытяжного воздуховода $l_{\text{в}} = 20$ м. В вытяжных воздуховодах установлены щелевые решетки для забора

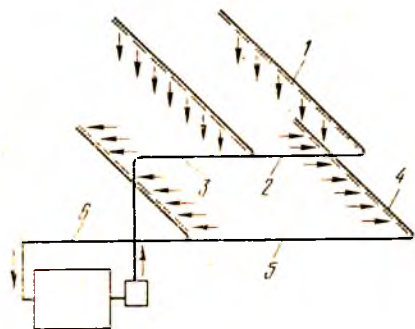


Рис. 34. К примеру 116

воздуха из помещения. Рассчитать полный напор $H_{\text{п}}$, а также необходимую мощность электродвигателя вентилятора, если потери напора в кондиционере $H_{\text{кд}} = 200$ Па.

Полный напор, развиваемый вентилятором, $H_{\text{п}}$ (в Па) определяем по формуле

$$H_{\text{п}} = H_{\text{тр}} + H_{\text{м.с}} + H_{\text{дин}} + H_{\text{кд}}, \quad (65)$$

где $H_{\text{тр}}$, $H_{\text{м.с}}$, $H_{\text{дин}}$ — потери напора в воздуховодах в результате трения, в местных сопротивлениях и на выходе из воздухораспределительных каналов, Па.

Потери напора в воздуховодах $H_{\text{тр}}$, $H_{\text{м.с}}$ и $H_{\text{дин}}$ рассчитываем по формулам

$$H_{\text{тр}} = \lambda_{\text{тр}} \frac{l}{d_s} \frac{\rho \omega^2}{2} \quad (66)$$

$$H_{\text{м.с}} = \sum \xi \frac{\rho \omega^2}{2}; \quad (67)$$

$$H_{\text{дин}} = \frac{\rho \omega_0^2}{2}, \quad (68)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ — безразмерный коэффициент трения воздуха о стенки воздуховода;

l — длина воздуховода, м; d_3 — эквивалентный диаметр воздуховода, м; ξ — безразмерный коэффициент местного сопротивления.

При определении потерь напора необходимо рассчитать эквивалентный диаметр воздуxorаспределительного канала и воздуховодов, а также скорость движения воздуха в них.

Эквивалентный диаметр воздуxorаспределительного канала определяем с учетом его начального и конечного диаметров:

$$d_{3\lambda} = (710 + 280)/2 = 445 \text{ мм} = 0,445 \text{ м.}$$

Так как через воздуховод 2 проходит то же количество воздуха, что и через воздуxorаспределительный канал 1, принимаем, что $d_2 = d_{1\lambda} = 0,71 \text{ м}$. При этом

$$\omega_2 = \frac{3}{2 \cdot 0,785 (0,71)^2} = 3,8 \text{ м/с.}$$

Через воздуховод 3 проходит воздух в количестве V . Следовательно, при $d_3 = 0,71 \text{ м}$ $\omega_3 = 7,6 \text{ м/с}$.

Принимаем, что скорость движения воздуха в вытяжных воздуховодах такая же, как и в воздуxorаспределительных каналах, т. е. $\omega_4 = \omega_5 = 3,8 \text{ м/с}$, $\omega_6 = 7,6 \text{ м/с}$. При этом $d_{3\lambda} = 0,445 \text{ м}$, $d_5 = d_6 = 0,71 \text{ м}$.

Для удобства проведения расчета составляем таблицу значений d , ω и l (табл. 19).

Таблица 19

Воздуховод	Диаметр d , мм	Длина l , м	Скорость движения воздуха ω , м/с	Воздуховод	Диаметр d , мм	Длина l , м	Скорость движения воздуха ω , м/с
1	445	28	3,8	4	445	20	3,8
2	710	4	3,8	5	710	18	3,8
3	710	10	7,6	6	710	6	7,6

Расчет потерь напора в воздуховодах и воздуxorаспределительных каналах выполняем с учетом формул (66) — (68). Результаты расчетов сводим в табл. 20.

Таблица 20

Воздуховод	$\lambda_{гр}$ [4]	$H_{тр}$, Па	$\Sigma \xi$ [4]	$H_{м.с.}$, Па	$H_{дин.}$, Па
1	0,0155	8,5	2	112,2	9,5
2	0,0142	0,7	0,35	8,7	—
3	0,0142	6,93	1+0,35	47,0	—
4	0,0155	6,04	10,5	101,22	—
5	0,0142	3,11	0,35+2	22,65	—
6	0,0142	4,16	2·0,35	27,0	—

Итого — 29,44 — 318,77 9,5

По известным значениям $H_{тр}$, $H_{м.с.}$, $H_{дин}$ и $H_{кл}$ рассчитываем по формуле (65) полный напор: $H_{п}=557,71$ Па. Принимаем, что неучтенные потери составляют 15%. Тогда $H_{п}=641,4$ Па.

Необходимую мощность электродвигателя вентилятора N (в кВт) определяем по формуле

$$N = \frac{H_{п} V}{1000 \eta_{в}} K_{м}, \quad (69)$$

где V — количество воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$; $\eta_{в}$ — КПД вентилятора ($\eta_{в}=0,7 \dots 0,9$); $K_{м}$ — коэффициент запаса мощности ($K_{м}=1,05 \dots 1,15$).

При $\eta_{в}=0,8$ и $K_{м}=1,15$ мощность $N=2,77$ кВт.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для условий примера 111 определить, как изменится скорость движения ω_0 и количество V воздуха, если диаметр сопла $d_c=60$ мм, а скорость движения ω_x в зоне размещения продукта остается равной 1,25 м/с.

2. Для условий примера 112 рассчитать, как изменится скорость движения приточного воздуха, если в воздухоораспределительных каналах установлены плоские сопла щелевидной формы $b_0 \times l_0=25 \times 75$ мм.

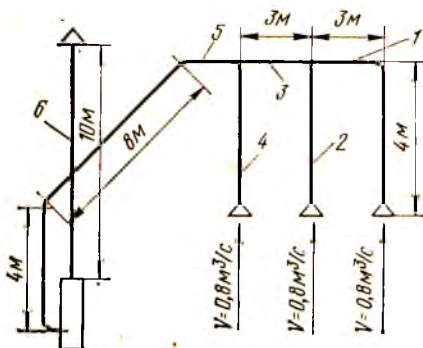


Рис. 35. Схема вытяжной системы отсасывания для выпечки мясных хлебов

3. Для условий примера 111 найти скорость движения ω_0 и количество V воздуха, если в системе воздухоораспределения размещены воздухоораспределительные каналы конструкции ЛИОТ прямоугольного (вариант а) и круглого (вариант б) сечений. Определить также, при какой конструкции воздухоораспределительных жалюзиков скорость движения ω_0 и количество V воздуха будут наименьшими, если рекомендуемые значения коэффициента живого сечения в каналах составляют $K_{ж.с}=0,046; 0,062$ и $0,092$.

4. Для условий примера 114 определить, как изменятся скорость движения и количество воздуха, подаваемого в цех пищевых жиров, если подача осуществляется сверху вниз:

а) через воздухоораспределительные каналы круглого сечения конструкции ЛИОТ; б) через перфорированные панели подшивного потолка. Полученные результаты сравнить с результатами примеров 114, 115 и выбрать систему воздухоораспределения, характеризующуюся наименьшим количеством подаваемого воздуха, если $h_{р.з}=2$ м скорость $\omega_x=0,2$ м/с.

5. Для условий примера 115 рассчитать скорость движения и количество подаваемого воздуха, если количество приточных решеток типа РР оставить без изменения, а жалюзи решеток установить под углом 90° . Коэффициенты, необходимые для выполнения расчета, приведены в приложении XIII.

6. Для условий примеров 111 и 112 составить схему разводки воздухоораспределительных каналов и вытяжных воздуховодов и найти полный напор, развиваемый вентилятором; мощность электродвигателя вентилятора, удельные энергетические затраты в кВт на 1 м^3 циркулирующего воздуха. Полученные результаты сравнить и выбрать систему воздухоораспределения, характеризующуюся наименьшими удельными энергетическими затратами.

7. Для условий примера 31 рассчитать и выбрать систему воздухораспределения, характеризующуюся наименьшими энергетическими затратами, учитывая, что средняя скорость движения воздуха в зоне размещения продукта на высоте 1,5 м от пола $\omega_x = 0,2$ м/с, продукт расположен на подвесных рамах шириной 1 м, в камере установлено четыре ряда рам длиной 10 м, количество воздуха $V = 5,56$ м³/с. Расчет выполнить только с учетом создания необходимой скорости движения воздуха в зоне продукта.

8. В сыровом отделении колбасно-кулинарного корпуса Московского птицекомбината размерами $18 \times 30 \times 4,8$ м распределение приточного воздуха осуществляется через перфорированные панели ложного потолка, установленного на высоте 4 м. Весь потолок отделения оборудован перфорированными панелями, коэффициент живого сечения которых $K_{ж.с} = 0,1$. В отделении размещены два конвейера длиной 20 м для обвалки и жиловки мяса. Ширина конвейера $b_k = 1$ м, а ширина рабочей зоны конвейера (с учетом постоянных рабочих мест) $b_{кр.з} = 2$ м. Необходимая скорость движения воздуха

$\omega_{рек} = 0,15$ м/с (на уровне расположения рабочего полотна конвейера $h_{к.р} = 1,2$ м). Количество воздуха, подаваемого в отделение, $V = 11,1$ м³/с. Определить действительную скорость движения воздуха $\omega_{х.д}$ в рабочей зоне в существующей системе воздухораспределения и сравнить полученное значение со значением $\omega_{рек}$. Если соответствие отсутствует, то внести предложения (по изменению расположения панелей, их количества, высоты размещения, количества воздуха и т. п.) о достижении равенства $\omega_{х.д} = \omega_{рек}$. Рассчитать энергетические затраты на 1 м³ циркулирующего в существующей системе воздуха.

9. В отделении для выпечки мясных хлебов работает вытяжная система, в которой $V = 2,4$ м³/с. На схеме (рис. 35) указаны номера воздухопроводов, их длины и количество воздуха, проходящего через каждый воздухопровод. Воздуховоды круглого сечения из кровельной стали. Определить потери напора на трение и местные сопротивления. Диаметр вытяжных патрубков равен 250 мм.

10. В котлетный цех размерами $12 \times 24 \times 4,0$ м необходимо подавать воздух в количестве $V = 3,2$ м³/с при рабочей разности температур $\Delta t_p \leq 4^\circ\text{C}$. Температура воздуха в рабочей зоне $t_{рек} = 12^\circ\text{C}$, скорость $\omega_{рек} = 0,2 \dots 0,25$ м/с на уровне 2 м от пола. Учитывая незначительную высоту цеха и равномерное размещение постоянных рабочих мест по площади помещения, предусмотреть подачу воздуха через перфорированный потолок. Рассчитать коэффициент живого сечения $K_{ж.с}$ перфорированных панелей, скорость движения приточного воздуха, скорость ω_x и температуру t_x , отвечающие заданным условиям, а также шаг и диаметр отверстий.

VIII. РАСЧЕТЫ ПО ВЫБОРУ СХЕМЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА И ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОСНОВНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

СИСТЕМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Пример 117. Камера для размораживания мясных полутуш характеризуется следующими данными: средние значения параметров внутреннего воздуха для неустановившегося периода размораживания, когда параметры воздуха изменяются от начальных (точка $B_{нач}$ на рис. 36, а) до заданных технологическими условиями (точка В), можно принять $t'_в = 8^\circ\text{C}$ и $\phi'_в = 70\%$, а для установившегося, когда параметры воздуха поддерживаются на уровне заданных, $t_в = 16^\circ\text{C}$ и $\phi_в = 90\%$; рабочая разность

между температурами $\Delta t_p = 3^\circ \text{C}$; средние значения тепловлажностных коэффициентов процесса размораживания мяса для неустановившегося $\epsilon = 3900 \text{ кДж/кг}$ и установившегося периодов $\epsilon = 12000 \text{ кДж/кг}$; количество воздуха $V = 6,1 \text{ м}^3/\text{с}$, $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$.

Осуществить выбор и построение схемы обработки воздуха, а также рассчитать тепловую и влажностную нагрузку на систему кондиционирования.

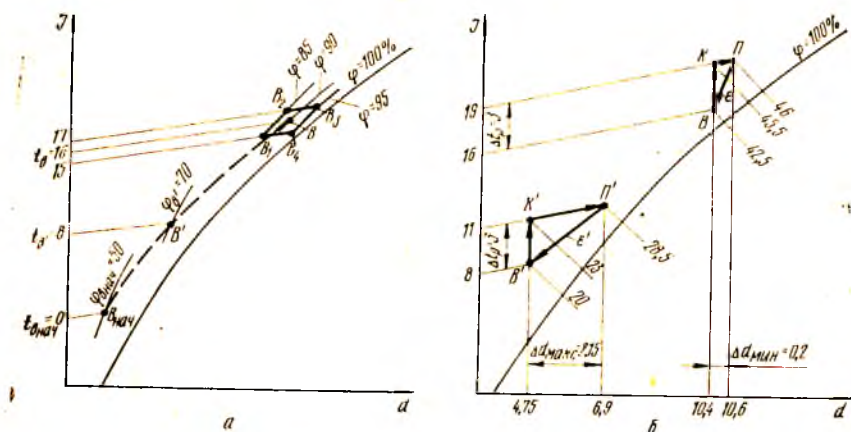


Рис. 36. К примеру 117:

a — изменение состояния воздуха при проведении процесса размораживания мяса: $B_{нач}$ — состояние воздуха в начальный момент; B' — среднее состояние воздуха в неустановившийся период; B — среднее состояние воздуха в установившийся период (параметры точки B заданы технологическими условиями); $B_{нач} - B' - B$ — область изменения состояния воздуха в неустановившийся период; $B_1 - B_2 - B_3 - B_4$ — область изменения состояния воздуха в установившийся период (зависит от диапазона изменений температуры t_n и относительной влажности φ_n , заданного технологическими условиями); *b* — схема обработки воздуха

В камерах размораживания мяса обычно применяют системы кондиционирования с полной рециркуляцией внутреннего воздуха и обработкой его в сухих поверхностных воздухонагревателях и камерах орошения или паровых увлажнителях, а также в орошаемых воздухонагревателях [4]. В связи с тем что пар как влагоноситель является стерильной средой, системам кондиционирования воздуха при размораживании мяса, оборудованным паровыми увлажнителями, отдается большее предпочтение, особенно в тех случаях, когда в камерах не предусмотрена установка озонирующих устройств или устройств для ультрафиолетовой обработки воздуха. Поэтому выбираем систему кондиционирования с поверхностным воздухонагревателем и паровым увлажнителем и выполняем построение в $t - d$ -диаграмме схемы обработки воздуха.

На $\mathcal{T}-d$ -диаграмму наносим сначала точки B' и B (рис. 36, б), характеризующие средние параметры внутреннего воздуха в неустановившийся и установившийся периоды размораживания, а затем лучи с тепловлажностным коэффициентом ϵ' и ϵ , рабочую разность между температурами Δt_p . Находим положение точек P' и P , характеризующих состояние приточного воздуха. Из точек P' и P проводим прямые $t_{п'} = \text{const}$ и $t_{п} = \text{const}$, а из точек B' и B — линии влагосодержания $d_{в'} = \text{const}$ и $d_{в} = \text{const}$. На пересечении этих линий лежат точки K' и K , характеризующие состояние воздуха на выходе из поверхностного воздухоподогревателя и на входе в паровой увлажнитель. После построения схемы обработки параметры воздуха всех точек заносим в табл. 21.

Таблица 21

Состояние воздуха	Точки	Параметры воздуха			
		$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$I, \text{кДж/кг}$	$d, \text{г/кг}$
Внутренний воздух	B'	8	70	20	4,75
	B	16	90	42,5	10,4
После воздухоподогревателя	K'	11	57	23	4,75
	K	19	74	45,5	10,4
Приточный воздух	P'	11	83	28,5	6,9
	P	19	76	46,0	10,6

Анализ схемы обработки воздуха показывает, что наибольшая тепловая и влажностная нагрузка на систему кондиционирования возникает в неустановившийся период размораживания, а наименьшая — в установившийся. При этом тепловая нагрузка на воздухоподогреватель остается постоянной, так как в данном случае рабочая разность между температурами не меняется в течение всего процесса размораживания, а тепловая и влажностная нагрузка на паровой увлажнитель изменяется.

Удельную тепловую нагрузку на оборудование системы можно представить как сумму:

$$\Delta \mathcal{T}_{\text{макс}} = \Delta \mathcal{T}_{\text{вн}} + \Delta \mathcal{T}_{\text{п.у.макс}};$$

$$\Delta \mathcal{T}_{\text{мин}} = \Delta \mathcal{T}_{\text{вн}} + \Delta \mathcal{T}_{\text{п.у.мин}};$$

$$\Delta \mathcal{T}_{\text{вн}} = c(t_{к'} - t_{в'}) = c(t_{к} - t_{в});$$

$$\Delta \mathcal{T}_{\text{п.у.макс}} = \mathcal{T}_{п'} - \mathcal{T}_{к'};$$

$$\Delta \mathcal{T}_{\text{п.у.мин}} = \mathcal{T}_{п} - \mathcal{T}_{к},$$

где $\Delta \mathcal{T}_{\text{вн}}$ — удельная тепловая нагрузка на воздухоподогреватель, кДж/кг; $\Delta \mathcal{T}_{\text{п.у.макс}}$, $\Delta \mathcal{T}_{\text{п.у.мин}}$ — максимальная и минимальная удельная тепловая нагрузка на паровой увлажнитель, кДж/кг.

Удельную влажностную нагрузку на паровой увлажнитель определяем по формулам:
максимальную

$$\Delta d_{\text{макс}} = d_{\text{п}} - d_{\text{к}};$$

минимальную

$$\Delta d_{\text{мин}} = d_{\text{п}} - d_{\text{к}}.$$

Учитывая параметры воздуха (см. табл. 21), рассчитываем удельную тепловую нагрузку на воздухонагреватель

$$\Delta \mathcal{J}_{\text{вн}} = 3 \text{ кДж/кг},$$

а также удельную влажностную нагрузку на паровой увлажнитель

максимальную

$$\Delta d_{\text{макс}} = 2,15 \text{ г/кг},$$

минимальную

$$\Delta d_{\text{мин}} = 0,2 \text{ г/кг}.$$

Принимая во внимание удельную тепловую и максимальную влажностную нагрузку, а также количество воздуха, находим полную тепловую и влажностную нагрузку на систему (теплопроизводительность и увлажняющую способность):

$$Q_{\text{н}} = V \rho \Delta \mathcal{J}_{\text{вн}} = 6,1 \cdot 1,233 \cdot 3 = 22,56 \text{ кВт};$$

$$G_{\text{п}} = V \rho \Delta d_{\text{макс}} \cdot 10^{-3} = 6,1 \cdot 1,22 \cdot 2,15 \cdot 10^{-3} = 0,016 \text{ кг/с}.$$

Пример 118. Для условий примера 117 построить схему обработки воздуха, рассчитать теплопроизводительность и увлажняющую способность системы при работе ее на смеси наружного и внутреннего воздуха. В качестве расчетных параметров наружного воздуха принять параметры Б для Москвы. Сравнить энергетические затраты в системе при работе с полной рециркуляцией и на смеси воздуха.

Из построения схемы обработки воздуха в системе, работающей с полной рециркуляцией (см. рис. 36, б), следует, что теплоту наружного воздуха для размораживания мяса целесообразно использовать в установившийся период, когда температура наружного воздуха $t_{\text{нар}} \geq t_{\text{п}}$, а его относительная влажность $\varphi_{\text{нар}} \leq \varphi_{\text{п}}$. На рис. 37 наносим климатическую кривую для Москвы, строим схему обработки воздуха в установившийся период при использовании полной рециркуляции, продолжаем изотерму $t_{\text{п}}$ и луч процесса размораживания ϵ до пересечения с климатической кривой и определяем положение точек $П''$ и $П'''$, характеризующих область изменения параметров наружного воздуха, в которой целесообразно использование смеси воздуха. Если наружный воздух имеет состояние $П''$, то система работает как прямоточная. При этом тепловая нагрузка на воздухонагрева-

тель равна нулю, а влажностная нагрузка на паровой увлажнитель составляет

$$G_{\text{п}} = V_{\text{р}} (d_{\text{п}} - d_{\text{п}^*}) 10^{-3} = 6,1 \cdot 1,185 (10,6 - 4,2) 10^{-3} = 0,046 \text{ кг/с.}$$

Принимая энтальпию пара $i_{\text{п}} = 2678 \text{ кДж/кг}$ [4], находим количество теплоты, подводимой паром:

$$Q_{\text{с}} = G_{\text{п}} i_{\text{п}} = 0,046 \cdot 2678 = 123,2 \text{ кВт.}$$

Если наружный воздух имеет состояние Π''' , то система работает с использованием смеси, параметры которой совпадают с параметрами точки Π . При этом тепловая и влажностная нагрузка равна нулю. Следовательно, среднее количество теплоты, расходуемой на обработку смеси воздуха, $Q_{\text{с}}$ можно принять равным 61,6 кВт.

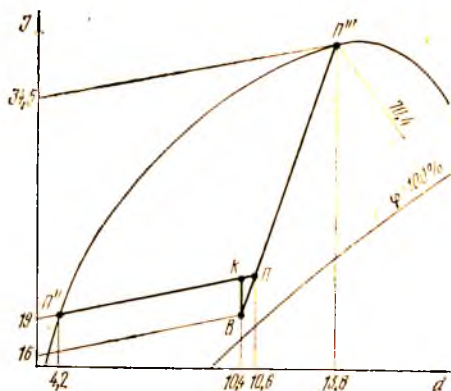


Рис. 37. К примеру 118

Для сравнения энергетических затрат рассчитываем количество теплоты, расходуемой на обработку воздуха при полной его рециркуляции:

$$Q_{\text{рец}} = 22,56 + 2678 \cdot 0,016 = 65,41 \text{ кВт.}$$

При сравнении $Q_{\text{с}}$ и $Q_{\text{рец}}$ находим, что при использовании смеси воздуха в период, когда температура наружного воздуха $t_{\text{нар}} \geq t_{\text{п}}$, количество теплоты на размораживание в среднем уменьшается на 5,8%.

СИСТЕМЫ КОМФОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Пример 119. Сырьевое отделение мясоперерабатывающего завода характеризуется тепловлажностным коэффициентом в теплый период $\epsilon_{\text{т}} = 7345 \text{ кДж/кг}$ и в холодный период $\epsilon_{\text{х}} = -3339 \text{ кДж/кг}$ ($\epsilon_{\text{т}}$ и $\epsilon_{\text{х}}$ рассчитаны на основании данных табл. 2). Расчетные параметры внутреннего воздуха $t_{\text{в}} = 12^\circ \text{С}$ и $\phi_{\text{в}} = 70\%$, рабочая разность между температурами $\Delta t_{\text{р}} = 3^\circ \text{С}$, общее количество циркулирующего воздуха $V = 16,67 \text{ м}^3/\text{с}$, в том числе количество наружного воздуха $V_{\text{нар}} = 0,1V$. Осуществить выбор и построение схемы обработки воздуха, а также рассчитать основные показатели системы кондиционирования, если районом расположения мясоперерабатывающего завода является Москва.

В основных производственных помещениях мясоперерабатывающего производства применяют системы кондиционирования с постоянной и переменной рециркуляцией [4]. При этом общее количество воздуха, циркулирующего в течение года, остается постоянным. В качестве аппаратов для подготовки воздуха используются центральные секционные кондиционеры с форсуночными камерами орошения. Поэтому схему обработки воздуха в $\mathcal{I}-d$ -диаграмме строим с учетом применения центрального секционного кондиционера. Построение осуществляем для двух вариантов: с постоянной и переменной рециркуляцией. После построения схемы рассчитываем основные показатели системы кондиционирования и сравниваем полученные показатели в целях выбора схемы, характеризующейся меньшими энергетическими затратами на обработку воздуха.

В системах кондиционирования с постоянной и переменной рециркуляцией в теплый период используется одинаковая схема обработки воздуха, предусматривающая постоянное соотношение количеств наружного и внутреннего воздуха в период, когда энтальпия наружного воздуха $\mathcal{I}_{\text{нар}} \geq \mathcal{I}_{\text{в}}$. Причем наружный воздух подается в минимальном количестве, удовлетворяющем условию обеспечения рабочих, находящихся на постоянных рабочих местах, санитарной нормой по свежему воздуху.

В системе кондиционирования с постоянной рециркуляцией соотношение количеств наружного и внутреннего воздуха, принятое для теплого периода года, остается неизменным для всего года. В системе с переменной рециркуляцией соотношение количеств наружного и внутреннего воздуха весь холодный период изменяется, а в переходные периоды используется только наружный воздух.

При построении схемы для теплого периода на поле $\mathcal{I}-d$ -диаграммы наносим точки B и H_T (рис. 38, а), характеризующие расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха. Затем из точки B (12°C , 70%) проводим луч процесса с тепловлажностным коэффициентом $\varepsilon_T = 7345$ кДж/кг. Откладываем рабочую разность между температурами $\Delta t_p = 3^\circ\text{C}$ и находим положение точки P_T . Из точки P_T опускаем перпендикуляр до линии $\phi = 95\%$ и находим точку O_T (состояние воздуха, выходящего из камеры орошения). Чтобы определить состояние смеси воздуха, соединяем прямой линией точки B и H_T и на ней откладываем отрезок $B-C_T$, длина которого равна 0,1 отрезка $B-H_T$ (если пренебречь различием между плотностями смешиваемых потоков воздуха). Точку C_T соединяем с точкой O_T . Построенная схема характеризует процесс смешения наружного воздуха с внутренним при неизменном их количественном соотношении (линия $B-H_T$), процесс охлаждения и осушения смеси воздуха в камере орошения (линия C_T-O_T) и процесс сухого нагревания смеси до заданных параметров приточного воздуха (линия O_T-P_T).

Параметры воздуха для всех точек схемы обработки его в теплый период сведены в табл. 22.

Таблица 22

Состояние воздуха	Точка	Параметры воздуха			
		$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$I, \text{кДж/кг}$	$d, \text{г/кг}$
Наружный воздух	H_T	28,5	42	54	10
Смесь наружного воздуха с внутренним	C_T	13,7	67	30,6	6,7
После камеры орошения	O_T	6	95	20,1	5,8
Приточный воздух	P_T	9	77	23	5,8
Внутренний воздух	B	12	70	27,7	6,2

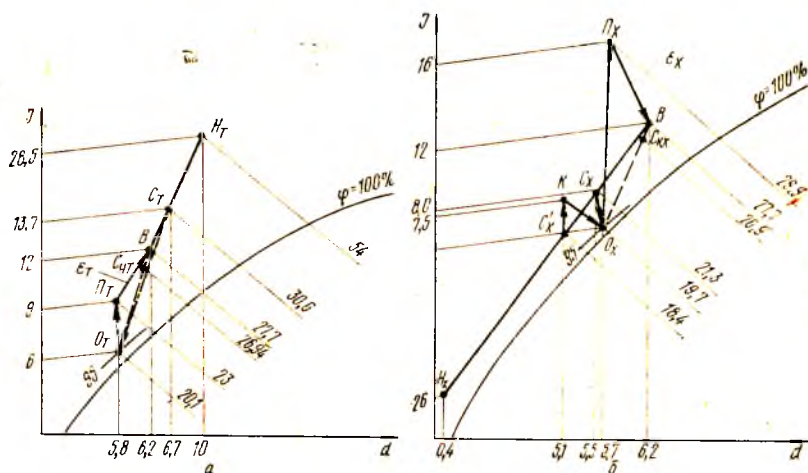


Рис. 38. К примеру 119

При построении схемы обработки воздуха для холодного периода из точки B (рис. 38, б) проводим луч процесса с тепло-влажностным коэффициентом $\epsilon_x = -3339 \text{ кДж/кг}$, на нем откладываем отрезок $\Delta\mathcal{U}_{P_x}$, значение которого определяется с помощью отношения

$$\Delta\mathcal{U}_{P_x} = \frac{\sum Q_x}{V_p} = \frac{-45,41^*}{16,67 \cdot 1,216} = -2,2 \text{ кДж/кг},$$

и находим положение точки P_x (состояние воздуха, подаваемого в помещение в холодный период). Затем из точки P_x опускаем перпендикуляр до линии $\phi = 95\%$ и находим положение точки

* По данным табл. 2.

O_x (состояние воздуха, выходящего из камеры орошения в холодное время). Чтобы построить линию, характеризующую смешение наружного и рециркуляционного воздуха, точку H_x , соответствующую расчетным параметрам наружного воздуха (-26°C ; $-25,2\text{ кДж/кг}$), соединяем с точкой B и на полученной линии откладываем отрезок $B-C_x$, длина которого составляет $0,1$ длины линии $B-H_x$. Полученную точку C_x соединяем с точкой O_x . Построенный цикл характеризует обработку воздуха в системе с постоянной рециркуляцией и состоит из процессов смешения наружного воздуха с внутренним при их неизменном количественном соотношении (линия $B-H_x$), охлаждения и увлажнения смеси в камере орошения (линия C_x-O_x) и сухого нагревания смеси (линия O_x-P_x).

В системе кондиционирования с переменной рециркуляцией для подогрева воздуха в холодный период предусматривают воздухонагреватель первого подогрева, который устанавливают до или после смесительной камеры. Принимаем, что воздухонагреватель первого подогрева установлен после смесительной камеры и предназначен для подогрева смеси наружного и внутреннего воздуха.

При построении на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схемы обработки воздуха с переменной рециркуляцией луч ϵ_x , разность $\Delta\mathcal{J}_{p_x}$ и линию P_x-O_x наносим так же, как и в схеме с постоянной рециркуляцией. Затем из точки O_x проводим изоэнтальпу $\mathcal{J}_{0_x}$, а также изотерму t_{0_x} .

Точка пересечения изотермы t_{0_x} с линией смеси $B-H_x$ (точка C'_x) характеризует состояние смеси воздуха до нагревания, а точка пересечения линии $d_{C'_x} = \text{const}$ с изоэнтальпой

$\mathcal{J}_{0_x}$ (точка K) — состояние смеси воздуха после нагревания в воздухонагревателе первого подогрева. Таким образом, схема обработки воздуха состоит из процесса смешения наружного воздуха с внутренним в смесительной камере (линия $B-H_x$), процесса сухого нагревания смеси в воздухонагревателе первого подогрева (линия C'_x-K), процесса изоэнтальпийного увлажнения смеси в камере орошения (линия $K-O_x$) и процесс сухого нагревания увлажненной смеси в воздухонагревателе второго подогрева (линия O_x-P_x).

В построенной схеме количество наружного воздуха больше, чем в предыдущей, так как процесс увлажнения смеси воздуха в камере орошения осуществляется без изменения энтальпии, а в предыдущей схеме — с понижением энтальпии смеси (длина отрезка $B-C'_x$ всегда больше длины $B-C_x$). При графическом нахождении длин отрезков $B-C'_x$ и $B-H_x$ и определении их отношения получаем, что $V_{\text{нар}} = 0,2 V$.

При повышении энтальпии наружного воздуха его количество в смеси будет постепенно увеличиваться, а тепловая нагрузка

на воздухонагреватель первого подогрева — уменьшаться. Как только энтальпия наружного воздуха достигнет значения энтальпии точки росы ($\mathcal{I}_{\text{нар}} = \mathcal{I}_{0x}$), воздухонагреватель первого подогрева отключается, и система начнет работать на одном наружном воздухе до тех пор, пока энтальпия наружного воздуха не станет равной энтальпии внутреннего. При дальнейшем повышении энтальпии наружного воздуха ($\mathcal{I}_{\text{нар}} \leq \mathcal{I}_в$) система начнет работать так же, как и система с постоянной рециркуляцией.

Параметры воздуха для всех точек цикла обработки с постоянной и переменной рециркуляцией в холодный период сведены в табл. 23.

Таблица 23

Состояние воздуха	Точка	Параметры воздуха			
		$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$I, \text{кДж/кг}$	$d, \text{г/кг}$

Схема с постоянной рециркуляцией

Наружный воздух	H_x	—26	80	—25,2	0,4
Смесь наружного воздуха с внутренним	C_x	8,0	80	21,3	5,5
После камеры орошения	O_x	5,8	95	19,7	5,7
Приточный воздух	P_x	16	48	29,9	5,7
Внутренний воздух	B	12	70	27,7	6,2

Схема с переменной рециркуляцией

Наружный воздух	H_x	—26	80	—25,2	0,4
Смесь наружного воздуха с внутренним	C'_x	5,8	86	18,4	5,1
После воздухонагревателя первого подогрева	K	7,5	80	19,7	5,1
После камеры орошения	O_x	5,8	95	19,7	5,7
Приточный воздух	P_x	16	48	29,9	5,7
Внутренний воздух	B	12	70	27,7	6,2

Тепловую и влажностную нагрузку на систему кондиционирования рассчитываем следующим образом:

в теплый период

холодопроизводительность камеры орошения

$$Q_{0r} = V_p (\mathcal{I}_{c_r} - \mathcal{I}_{0r}) = 16,67 \cdot 1,207 (30,6 - 20,1) = 211,27 \text{ кВт};$$

осушающая способность камеры орошения

$$W_{\text{осуш}} = V_p (d_{c_r} - d_{0r}) 10^{-3} = 16,67 \cdot 1,207 (6,7 - 5,8) 10^{-3} = 0,018 \text{ кг/с};$$

теплопроизводительность воздухонагревателя второго подогрева

$$Q_{2H_r} = V_p (\mathcal{I}_{n_r} - \mathcal{I}_{0r}) = 16,67 \cdot 1,241 (23 - 20,1) = 60 \text{ кВт};$$

в холодный период (постоянная рециркуляция)
холодопроизводительность камеры орошения

$$Q_{o_x} = V\rho(\mathcal{T}_{c_x} - \mathcal{T}_{o_x}) = 16,67 \cdot 1,233 (21,3 - 19,7) = 32,89 \text{ кВт},$$

увлажняющая способность камеры орошения

$$W_{увл} = V\rho(d_{o_x} - d_{c_x}) 10^{-3} = 16,67 \cdot 1,233 (5,7 - 5,5) 10^{-3} = 0,0041 \text{ кг/с};$$

теплопроизводительность воздухонагревателя второго подогрева

$$Q_{2H_x} = V\rho(\mathcal{T}_{n_x} - \mathcal{T}_{o_x}) = 16,67 \cdot 1,244 (29,9 - 19,7) = 211,5 \text{ кВт};$$

в холодный период (переменная рециркуляция)
холодопроизводительность камеры орошения

$$Q'_{o_x} = 0, \text{ так как } \mathcal{T}_k - \mathcal{T}_{o_x} = 0;$$

увлажняющая способность камеры орошения

$$W_{увл} = V\rho(d_{o_x} - d_{c'_x}) 10^{-3} = 16,67 \cdot 1,233 (5,7 - 5,1) 10^{-3} = 0,0123 \text{ кг/с};$$

теплопроизводительность воздухонагревателя первого подогрева

$$Q_{1n} = V\rho(\mathcal{T}_k - \mathcal{T}_{c'_x}) = 16,67 \cdot 1,241 (19,7 - 18,4) = 26,89 \text{ кВт};$$

теплопроизводительность воздухонагревателя второго подогрева

$$Q'_{2H_x} = Q_{2H_x} = 211,5 \text{ кВт}.$$

Из приведенного расчета следует, что тепловая и влажностная нагрузка на систему кондиционирования, определенная для расчетных параметров теплого периода, в обоих вариантах является одинаковой ($Q_{o_t} = 211,27 \text{ кВт}$, $W_{осуш} = 0,018 \text{ кг/с}$, $Q_{2H_t} = 60 \text{ кВт}$), тепловая и влажностная нагрузка на систему кондиционирования в холодный период является различной при постоянной рециркуляции $Q_{o_x} = 32,89 \text{ кВт}$, $W_{увл} = 0,0041 \text{ кг/с}$, $Q_{2H_x} = 211,5 \text{ кВт}$ и $Q_{1n} = 0$; при переменной рециркуляции — $Q_{o_x} = 0$, $W_{увл} = 0,0123 \text{ кг/с}$, $Q'_{2H_x} = 211,5 \text{ кВт}$ и $Q_{1n} = 26,89 \text{ кВт}$.

При этом система кондиционирования с постоянной рециркуляцией характеризуется большим расходом холода (в холодный период камера орошения работает в режиме охлаждения), а система с переменной рециркуляцией — большим расходом теплоты (в холодный период включен воздухонагреватель первого подогрева).

Для более наглядного сравнения рассматриваемых систем кондиционирования определим их среднюю годовую тепло- и холодопроизводительность. Если принять, что продолжительность работы систем в теплый и холодный периоды является пример-

но одинаковой¹, то среднюю годовую тепло- и холодопроизводительность $Q_{\text{год}}$ (в кВт) системы кондиционирования можно определить следующим образом:

$$Q_{\text{год}} = Q_{\text{хср}} + Q_{\text{тср}},$$

где $Q_{\text{хср}}$, $Q_{\text{тср}}$ — средняя за холодный и теплый периоды тепло- или холодопроизводительность, кВт.

Рассчитываем среднюю за теплый и холодный период, а также среднюю годовую холодопроизводительность системы кондиционирования с постоянной и переменной рециркуляцией.

Холодопроизводительность Q_{o_t} является максимальной и определена для расчетных параметров наружного воздуха в теплый период. Минимальную холодопроизводительность системы с постоянной рециркуляцией находим с учетом начальных условий теплого периода, когда энтальпия наружного воздуха равна энтальпии точки росы, т. е. $\mathcal{I}_{\text{нар}} = \mathcal{I}_{o_t}$:

$$Q_{o_{t_{\text{мин}}}} = V\rho(\mathcal{I}_{\text{снт}} - \mathcal{I}_{o_t}),$$

где $\mathcal{I}_{\text{снт}}$ — энтальпия смеси воздуха, соответствующая начальным условиям теплого периода, кДж/кг (точка смеси $\text{C}_{\text{нт}}$ лежит на линии $B-O_t$, характеризующей процесс смешения наружного и внутреннего воздуха для начальных условий теплого периода — рис. 38, а);

$$\mathcal{I}_{\text{снт}} = \mathcal{I}_в - 0,1(\mathcal{I}_в - \mathcal{I}_{o_t}) = 27,7 - 0,1(27,7 - 20,1) = 26,94 \text{ кДж/кг}.$$

Подставляем известные данные и находим

$$Q_{o_{t_{\text{мин}}}} = 16,67 \cdot 1,216(26,94 - 20,1) = 138,65 \text{ кВт}.$$

При этом средняя за теплый период холодопроизводительность

$$Q_{o_{t_{\text{ср}}}} = \frac{211,27 + 138,65}{2} = 174,96 \text{ кВт}.$$

Для системы кондиционирования с переменной рециркуляцией минимальная холодопроизводительность в теплый период равна нулю, так как при $\mathcal{I}_{\text{нар}} = \mathcal{I}_{o_t}$ наружный воздух не смешивается с внутренним, а подается в камеру орошения (в период изменения энтальпии наружного воздуха от $\mathcal{I}_{o_t}$ до $\mathcal{I}_в$ система работает полностью на наружном воздухе). Следовательно, средняя за теплое время холодопроизводительность составляет

$$Q'_{o_{t_{\text{ср}}}} = 105,64 \text{ кВт} (0,5 \text{ от } 211,27).$$

Холодопроизводительность Q_{o_x} системы кондиционирования с постоянной рециркуляцией определена с учетом расчетных па-

¹ Принятое допущение соответствует данным, рассчитанным по среднемесячным температуре и энтальпии наружного воздуха для Москвы, и расчетным параметрам внутреннего воздуха ($t_в = 12^\circ\text{C}$, $\varphi_в = 70\%$).

раметров наружного воздуха в холодный период и является минимальной для данного времени года. Максимальную холодопроизводительность рассчитываем с учетом конечных параметров для данного периода, когда $\mathcal{T}_{нар} = \mathcal{T}_{о_х}$ (линия смеси B—O_х для конечных условий холодного периода изображена пунктиром на рис. 38, б). Энтальпию смеси воздуха, входящего в камеру орошения, и максимальную холодопроизводительность для холодного времени года находим из уравнений:

$$\mathcal{T}_{с_х} = \mathcal{T}_в - 0,1 (\mathcal{T}_в - \mathcal{T}_{о_х}) = 27,7 - 0,1 (27,7 - 19,7) = 26,9 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{о_х_{\max}} = V_p (\mathcal{T}_{с_х} - \mathcal{T}_{о_х}) = 16,67 \cdot 1,216 (26,9 - 19,7) = 145,95 \text{ кВт}.$$

Следовательно, средняя за холодный период холодопроизводительность составляет

$$Q_{о_х_{\text{ср}}} = \frac{32,89 + 145,95}{2} = 89,42 \text{ кВт},$$

а средняя годовая холодопроизводительность системы с постоянной рециркуляцией

$$Q_{о_{\text{год}}} = \frac{174,96 + 89,42}{2} = 132,2 \text{ кВт}.$$

В системе кондиционирования с переменной рециркуляцией холодопроизводительность в холодный период равна нулю, так как весь указанный период система работает в режиме изотальпийного увлажнения, а средняя годовая холодопроизводительность $Q'_{о_{\text{год}}} = 52,82 \text{ кВт}$ (0,5 от 105,64 кВт).

При сравнении значений $Q_{о_{\text{год}}}$ и $Q'_{о_{\text{год}}}$ получаем, что средняя годовая холодопроизводительность системы кондиционирования с постоянной рециркуляцией в 2,5 раза превышает холодопроизводительность системы, использующей переменную рециркуляцию.

Теплопроизводительность воздухонагревателя второго подогрева в теплый и холодный периоды для рассматриваемых систем остается постоянной: $Q_{2н_т} = 60 \text{ кВт}$ и $Q_{2н_х} = 211,5 \text{ кВт}$. Следовательно, системы характеризуются одинаковой средней годовой теплопроизводительностью $Q_{2н_{\text{год}}} = Q'_{2н_{\text{год}}} = 135,75 \text{ кВт}$.

Средняя годовая теплопроизводительность воздухонагревателя первого подогрева в системе с постоянной рециркуляцией равна нулю, т. е. $Q_{1н_{\text{год}}} = 0$, так как система не оборудована таким воздухонагревателем. Средняя годовая теплопроизводительность воздухонагревателя первого подогрева в системе с переменной рециркуляцией составляет $Q'_{1н_{\text{год}}} = 13,45 \text{ кВт}$.

Следовательно, средняя годовая теплопроизводительность систем: $Q_{н_{\text{год}}} = 135,75 \text{ кВт}$, $Q'_{н_{\text{год}}} = 135,75 + 13,45 = 149,2 \text{ кВт}$.

Таким образом, при среднем годовом уменьшении теплопроизводительности системы кондиционирования с постоянной рециркуляцией на 10% среднее годовое увеличение ее холодопроизводительности составляет 250%. Поэтому необходимо выбрать систему кондиционирования с переменной рециркуляцией воздуха.

Пример 120. Для условий примера 119 определить, как изменится средняя за холодный период холодопроизводительность системы кондиционирования, работающей на постоянной рециркуляции, если принять в этот период такое количественное соотношение наружного и внутреннего воздуха, при котором энтальпия смеси равна энтальпии точки росы, т. е. достигается изоэнтальпийное увлажнение смеси в камере орошения при расчетных параметрах наружного воздуха.

Графически определяем, что при $\mathcal{I}_{c_x} = \mathcal{I}_{o_x} = 19,7$ кДж/кг количество наружного воздуха в смеси составляет 15%, а внутреннего — 85%. При равенстве энтальпий смеси воздуха, входящего в камеру орошения и выходящего из нее, ее холодопроизводительность $Q_{o_{x_{\min}}}$ = 0. При расчете максимальной холодопроизводительности учитываем энтальпию смеси при условии, когда $\mathcal{I}_{нар} = \mathcal{I}_{o_x}$

$$\mathcal{I}_{c_x} = 27,7 - 0,15(27,7 - 19,7) = 26,5 \text{ кДж/кг.}$$

При этом

$$Q_{o_{x_{\max}}} = 16,67 \cdot 1,216(26,5 - 19,7) = 137,84 \text{ кВт.}$$

Средняя за холодный период холодопроизводительность системы составляет $Q_{o_{x_{\text{ср}}}} = 68,92$ кВт.

Следовательно, при увеличении количества наружного воздуха в холодный период всего лишь на 5% средняя холодопроизводительность системы за этот период уменьшается на 23%.

СИСТЕМЫ КОМФОРТНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Пример 121. В термическом отделении колбасно-кулинарного завода, расположенного в г. Москве, необходимо поддерживать следующие параметры воздуха: в теплый период $t_{н_{\text{т}}} = 24^\circ\text{C}$ и $\varphi_{н_{\text{т}}} = 60\%$, в холодный период $t_{н_{\text{х}}} = 22^\circ\text{C}$ и $\varphi_{н_{\text{х}}} = 60\%$. Количество циркулирующего воздуха $V_{\text{т}} = 5$ м³/с, тепловлажностный коэффициент $\epsilon_{\text{т}} = 13\,467$ кДж/кг, $\epsilon_{\text{х}} = 9100$ кДж/кг, рабочая разность между температурами $\Delta t_{\text{р}} = 4^\circ\text{C}$. Количество теплоты, поступающей в термическое отделение в холодный период, $\Sigma Q_{\text{х}} = 30$ кВт, и количество влаги, поступающей в помещение в теплый и холодный периоды, равны между собой. Осуществить выбор схемы обработки воздуха, а также рассчитать основные пока-

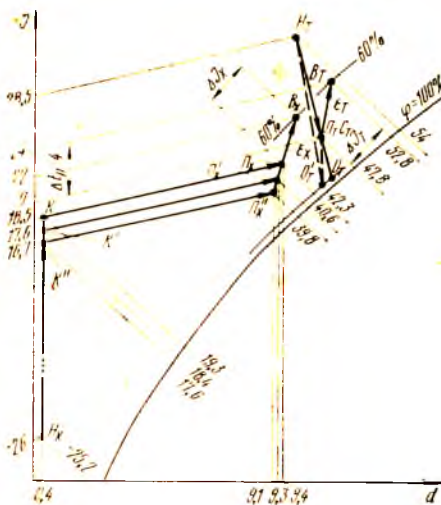


Рис. 39. К примеру 121

обжарки и копчения колбасных изделий происходит частичное поступление дымовоздушной смеси в термические отделения.

При построении схемы обработки воздуха для теплого периода на t - d -диаграмму наносим точки B_T и H_T , характеризующие расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха, строим линию, тепловлажностный коэффициент ϵ_T которой равен 13467 кДж/кг , в точке B проводим изотерму $t_{H_r} = t_{H_r} - \Delta t_p = 24 - 4 = 20^\circ\text{C}$ и находим положение точки P_T (рис. 39). Затем выбираем схему обработки воздуха. Обычно влажностная обработка наружного воздуха в системах, обслуживающих указанные помещения, осуществляется в форсуночных камерах орошения, а параметры обработанного воздуха доводятся до заданных с помощью воздухонагревателя второго подогрева.

При этом влажностная обработка может заключаться в увлажнении или осушении наружного воздуха в зависимости от его расчетных параметров. Если влагосодержание наружного воздуха меньше, чем внутреннего, то проводят процесс увлажнения. Если наоборот, то проводят процесс осушения. В данном случае (для расчетных параметров г. Москвы) влагосодержание точки H_T меньше влагосодержания B_T , поэтому наружный воздух необходимо увлажнять. Процессы влажностной обработки наружного воздуха в камере орошения (линия $H_T - O'_T$) и воздухонагревателе второго подогрева (линия $O'_T - P_T$) на рис. 39 изображены пунктирными линиями.

Кроме описанной схемы обработки воздуха можно использовать также схему, предусматривающую увлажнение части на-

затели системы кондиционирования для случая, когда количество воздуха, циркулирующего в холодный период, остается равным количеству воздуха, циркулирующего в теплый период (вариант а); количество воздуха, циркулирующего в холодный период, уменьшается соответственно теплоизбыткам для данного периода (вариант б).

В термических отделениях рекомендуется применять только прямоточные системы кондиционирования, работающие на одном наружном воздухе, в связи с тем, что при загрузке и выгрузке обжарочных, копильных и универсальных термокамер, при проведении процесса

ружного воздуха, а затем смешение его с неувлажненным в таком количественном соотношении, при котором параметры смеси равны параметрам приточного воздуха. В системе, работающей по такой схеме, форсуночная камера орошения имеет обводной канал и воздушный клапан. Последний позволяет изменять количество наружного воздуха, проходящего через камеру орошения и обводной канал. Затем воздух увлажненный смешивается в смесительной камере с неувлажненным и подается в помещение. Процессы увлажнения наружного воздуха и смешения увлажненного воздуха с неувлажненным изображены сплошной линией $H_T - O_T$ (см. рис. 39).

Кроме того, можно использовать схему, в которой наружный воздух обрабатывается в орошаемом поверхностном воздухоохладителе, оборудованном обводным каналом и воздушным клапаном. При этом процессы увлажнения и смешения изображаются также сплошной линией $H_T - O_T$.

Расход холода на обработку воздуха в системах с камерой орошения и орошаемым воздухоохладителем, оборудованных обводным каналом, является одинаковым, так как характеризуется одной и той же разностью энтальпий воздуха до и после обработки ($\mathcal{J}_{H_T} - \mathcal{J}_{O_T}$). Расход холода на обработку воздуха в системе, оборудованной камерой орошения и воздухонагревателем, несколько больше, так как разность между энтальпиями $\mathcal{J}_{H_T} - \mathcal{J}'_{O_T}$ больше разности между энтальпиями $\mathcal{J}_{H_T} - \mathcal{J}_{O_T}$. Кроме того, система характеризуется дополнительным расходом теплоты на нагревание увлажненного воздуха. Поэтому систему не рекомендуем к установке.

Из двух систем, характеризующихся одинаковым расходом холода на обработку воздуха, предпочтение можно отдать системе, оборудованной орошаемым воздухоохладителем, так как габаритные размеры такой системы меньше габаритных размеров системы с камерой орошения.

Графически определяем необходимые параметры воздуха и заносим в табл. 24.

Таблица 24

Состояние воздуха в теплый период	Точка	Параметры воздуха			
		$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$I, \text{кДж/кг}$	$d, \text{г/кг}$
Наружный воздух	H_T	28,5	42	54	10
Воздух после орошаемого поверхностного воздухоох- ладителя	P_T	20	75	47,8	11
Внутренний воздух	B_T	24	60	52,8	11,3

По известным параметрам и количеству циркулирующего воздуха рассчитываем холодопроизводительность и увлажняющую

способность орошаемого поверхностного воздухоохладителя

$$Q_0 = V_p (\mathcal{T}_{n_r} - \mathcal{T}_{n_t}) = 5 \cdot 1,148 (54 - 47,8) = 35,6 \text{ кВт};$$

$$W_{\text{увл}_T} = V_p (d_{n_r} - d_{n_t}) 10^{-3} = 5 \cdot 1,148 (11 - 10) 10^{-3} = 0,00574 \text{ кг/с}.$$

При построении схемы обработки воздуха для холодного времени года наносим точки B_x и H_x , характеризующие расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха. Из точки B_x проводим луч $\epsilon_x = 9100 \text{ кДж/кг}$. На полученной линии откладываем отрезок, соответствующий разности энтальпий

$$\Delta \mathcal{T}_x = \frac{\Sigma Q_x}{V_p} = \frac{30}{5 \cdot 1,173} = 5,1 \text{ кДж/кг}.$$

Точка P_x характеризует параметры приточного воздуха в случае, когда количества воздуха, циркулирующего в теплый и холодный периоды, равны между собой. Для обработки наружного воздуха предусматриваем процессы сухого нагревания (линия $H_x - K$) в поверхностном воздухонагревателе и изотермического увлажнения (линия $K - P_x$) в паровом увлажнителе.

При построении схемы обработки воздуха для случая, когда количество циркулирующего воздуха изменяется, предварительно рассчитываем коэффициент K_x , характеризующий допустимое уменьшение количества циркулирующего воздуха на холодный период

$$K_x = \frac{\Sigma Q_r}{\Sigma Q_x} = \frac{\epsilon_r^*}{\epsilon_x} = \frac{13467}{9100} = 1,48.$$

Следовательно, предельно допустимое уменьшение количества циркулирующего воздуха в холодный период равно 48%. При использовании простейшего устройства в виде направляющего аппарата можно достигнуть уменьшения количества подаваемого воздуха до 30%. Разность между энтальпиями $\Delta \mathcal{T}_x$ увеличивается на 30%, а параметры приточного воздуха характеризуются точкой P'_x (см. рис. 39). При предельном уменьшении количества воздуха до 48% необходимо применять индукторную муфту скольжения. При таком уменьшении количества воздуха параметры приточного воздуха характеризуются точкой P''_x .

Выполняем построение процессов нагревания и увлажнения для вариантов, когда количество воздуха равно 70 и 52% от количества, циркулирующего в теплый период, т. е. $V_x = 0,7 V_T$ и $V_x = 0,52 V_T$: линии $H_x - K'$ и $K' - P'_x$ характеризуют процессы нагревания и увлажнения воздуха при $V_x = 0,7 V_T$, а линии $H_x - K''$ и $K'' - P''_x$ — при $V_x = 0,52 V_T$. Из построения процессов следует, что при увеличении разности между энтальпиями

* В случае одинаковых количеств влаги, поступающей в помещение в теплый и холодный периоды.

$\Delta \mathcal{Q}_x$ уменьшается влажностная нагрузка на паровой увлажнитель и тепловая нагрузка на воздухонагреватель.

Графически определяем необходимые параметры воздуха и заносим в табл. 25.

Таблица 25

Состояние воздуха в холодный период	Точка	Параметры воздуха			
		$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$I, \text{кДж/кг}$	$d, \text{г/кг}$
Наружный воздух	H_x	-26	80	-25,2	0,4
После воздухонагревателя					
при $V_x = V_T$	K	18,5	2	19,3	0,4
при $V_x = 0,7 V_T$	K'	17,6	3	18,4	0,4
при $V_x = 0,52 V_T$	K''	16,7	3	17,6	0,4
Приточный воздух					
при $V_x = V_T$	P_x	18,5	70	42,3	9,4
при $V_x = 0,7 V_T$	P'_x	17,6	74	40,6	9,3
при $V_x = 0,52 V_T$	P''_x	16,7	76	39,8	9,1
Внутренний воздух	B_x	22	60	47,3	10,0

По известным параметрам и количеству воздуха рассчитываем основные показатели системы кондиционирования:

теплопроизводительность воздухонагревателя

при $V_x = V_T$

$$Q_H = 312,25 \text{ кВт};$$

при $V_x = 0,7 V_T$

$$Q'_H = 214,15 \text{ кВт};$$

при $V_x = 0,52 V_T$

$$Q''_H = 156,17 \text{ кВт};$$

увлажняющая способность парового увлажнителя

при $V_x = V_T$

$$W_{\text{увл}_x} = 0,0535 \text{ кг/с};$$

при $V_x = 0,7 V_T$

$$W'_{\text{увл}_x} = 0,037 \text{ кг/с};$$

при $V_x = 0,52 V_T$

$$W''_{\text{увл}_x} = 0,027 \text{ кг/с}.$$

В расчете теплопроизводительности системы учитывается плотность ρ воздуха, входящего в воздухонагреватель. Значение ρ соответствует температуре, равной расчетной температуре наружного воздуха, и давлению $p_6 = 99,325 \text{ кПа}$. В расчете увлажняющей способности учитывается плотность ρ воздуха при его

средней температуре на входе в паровой увлажнитель ($t_{ср} = 18^\circ\text{C}$) и давлении $p_6 = 99,325\text{ кПа}$.

Следовательно, при уменьшении количества воздуха, циркулирующего в холодный период, на 30% теплопроизводительность системы уменьшается на 31,4%, а увлажняющая способность — на 30,8%. При предельно допустимом уменьшении количества воздуха на 48% ($V_x = 0,52 V_T$) аналогичное уменьшение составляет соответственно 50 и 49,5%.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В аппарате для созревания сырокопченых мясopодуктов заданными параметрами воздуха являются его параметры на входе в аппарат и выходе из него: $t_1 = 14^\circ\text{C}$ и $\phi_1 = 75\%$; $t_2 = 12^\circ\text{C}$ и $\phi_2 = 85\%$; $p_6 = 100\text{ кПа}$. Построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схему обработки воздуха с использованием камеры орошения (вариант а), поверхностного воздухоохладителя (вариант б) и адсорбера (вариант в). Выбрать схему, характеризующуюся наименьшей удельной тепло- и холодопроизводительностью.

2. В сушилке для полукопченых колбас проводится изотермический процесс сушки продукта, при котором температура приточного воздуха равна температуре внутреннего $t_a = 16^\circ\text{C}$. Относительная влажность внутреннего воздуха $\phi_a = 80\%$, рабочая разность между влагосодержаниями $\Delta d_p = 1\text{ г/кг}$. Построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схему обработки воздуха и составить схему системы кондиционирования, оборудованной центральным секционным кондиционером, камера орошения кондиционера работает на смеси холодной и поддонной воды (вариант а) и на холодной воде (вариант б), температура которой $t_{w_x} = 2^\circ\text{C}$. Для каждого варианта рассчитать удельную и полную

тепло- и холодопроизводительность, если производительность по воздуху $V = 2,8\text{ м}^3/\text{с}$. Показать на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме изменение схемы обработки воздуха, вызванное увеличением количества поступающей в сушилку влаги в 1,5 раза.

3. Сушильные камеры для полукопченых колбас, сырокопченых колбас и свиногопченостей Липецкого мясокомбината характеризуются данными, приведенными в примере 44. Построить схему обработки воздуха, если сушильные камеры обслуживает одна система кондиционирования, оборудованная центральным секционным кондиционером с камерой орошения (вариант а); каждая сушильная камера имеет систему кондиционирования, в состав которой входит секционный кондиционер с камерой орошения (вариант б), шкафной автономный кондиционер с поверхностным воздухоохладителем непосредственного охлаждения (вариант в). Рассчитать основные показатели систем кондиционирования и выбрать систему, характеризующуюся наименьшей тепло- и холодопроизводительностью. При построении схемы и выполнении расчета учитывать внутренние параметры воздуха ($t_a = 12^\circ\text{C}$, $\phi_a = 75\%$), для варианта а рабочую разность между температурами $\Delta t_p \leq 4^\circ\text{C}$, а для вариантов б и в — $\Delta t_p \leq 3^\circ\text{C}$.

4. Сырьевое отделение колбасного корпуса характеризуется данными, приведенными в примере 44. В отделении установлены конвейер обвалки и жиловки мяса, а также конвейер производства фасованного мяса. Построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схему обработки воздуха, если одна система кондиционирования обслуживает весь цех (вариант а), две системы кондиционирования — зоны размещения конвейеров (вариант б), а также рассчитать основные показатели систем и выбрать наиболее рациональную. При построении схем на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме и выполнении расчета необходимо учитывать, что количество теплоты, поступающей в зону размещения конвейера производства фасованного мяса, в 2 раза больше количества теплоты, поступающей в зону размещения конвейера обвалки и жиловки мяса (в теплый и холодный периоды), рабочая разность между температурами для варианта а $\Delta t_p \leq 5^\circ\text{C}$, а для варианта б $\Delta t_p \leq 3^\circ\text{C}$, конвейеры обслуживает одинаковое количество рабочих.

5. Для условий примера 119 построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схему обработки воздуха в холодный период для системы кондиционирования с переменной рециркуляцией, в которой увлажнение воздуха осуществляется паром до и после нагревания его в воздухонагревателе. Провести анализ построенных схем, сформулировать их преимущества и недостатки, а также сравнить основные показатели системы кондиционирования.

6. В камере созревания сыра необходимо поддерживать следующие параметры воздуха: $t_{\text{в}}=10^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{в}}=75\%$. Тепловлажностный коэффициент процесса созревания сыра $\epsilon=8600$ кДж/кг, рабочая разность между энтальпиями $\Delta I_{\text{р}}=4,0$ кДж/кг. Построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схему обработки воздуха и рассчитать основные показатели системы кондиционирования, если тепловлажностный коэффициент процесса, осуществляемого в поверхностном воздухоохладителе, $\epsilon_{\text{во}}=8100$ кДж/кг, а изменение энтальпии воздуха в воздухоохладителе $\Delta \mathcal{J}_{\text{во}}$ составляет 5,8 кДж/кг.

7. В камере хранения молочных продуктов необходимо поддерживать $t_{\text{в}}=0^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}}=80\%$. Построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схему обработки воздуха и рассчитать основные показатели системы кондиционирования с полной рециркуляцией, если тепловлажностный коэффициент в камере процесса хранения $\epsilon=15100$ кДж/кг, а процесса охлаждения в поверхностном воздухоохладителе $\epsilon_{\text{во}}=9600$ кДж/кг (вариант а), тепловлажностный коэффициент $\epsilon=\epsilon_{\text{во}}$ (вариант б). При построении схемы принять, что рабочая разность между температурами $\Delta t_{\text{р}}=3^{\circ}\text{C}$. Рассчитать также основные показатели системы кондиционирования, работающей на смеси внутреннего воздуха с наружным ($t_{\text{нар}}=-5^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{\text{нар}}=60\%$). Графически определить параметры наружного воздуха, при которых тепловая и влажностная нагрузка на систему будет равна нулю.

8. Солильное отделение сыродельного завода характеризуется следующими данными: $t_{\text{н}}=12^{\circ}\text{C}$ и $\varphi_{\text{в}}=70\%$, $\epsilon_{\text{т}}=5300$ кДж/кг и $\epsilon_{\text{х}}=-1480$ кДж/кг. Необходимое количество наружного воздуха $V_{\text{нар}}=0,06V$ (V —производительность кондиционера по воздуху, равная $2,5$ м³/с). Воздух обрабатывается в технологическом кондиционере (приложение X). Рабочая разность между температурами $\Delta t_{\text{р}}=4^{\circ}\text{C}$. Построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схему обработки воздуха и рассчитать показатели системы кондиционирования.

9. Для условий примера 121 построить на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схему обработки воздуха в холодный период с использованием камеры орошения с обводным каналом вместо парового увлажнителя. Рассчитать количество воздуха, проходящего через камеру орошения и обводной канал, для значений $V_{\text{х}}=V_{\text{т}}$, $V_{\text{х}}=0,7V_{\text{т}}$ и $V_{\text{х}}=0,52V_{\text{т}}$, а также теплопроизводительность и увлажняющую способность системы для каждого из значений $V_{\text{х}}$. Сравнить результаты с результатами, полученными для системы с паровым увлажнителем.

10. Камера созревания предназначена для поддержания заданных параметров воздуха при обработке различных видов сыров. При этом в зависимости от технологических условий температура воздуха в камере может изменяться от 16 до 10°C , а относительная влажность—от 90 до 65% . Предложить варианты схем обработки с учетом количества подаваемого наружного воздуха, равного $0,05-0,1$ производительности системы кондиционирования, расчетных наружных параметров для г. Ярославля и г. Еревана, тепловлажностных коэффициентов луча процесса созревания $\epsilon_{\text{т}}=8000\div 14000$ кДж/кг и $\epsilon_{\text{х}}=-5500\div 7500$ кДж/кг.

IX. РАСЧЕТЫ ОБОРУДОВАНИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НА ЭВМ

В настоящее время разработаны и внедряются при проектировании систем кондиционирования программы расчетов на ЭВМ следующих видов оборудования: воздухонагревателей, воздухоохладителей, воздухопроводов, вен-

тиляторов, глушителей аэродинамического шума, трубопроводов и регулирующих клапанов для теплоснабжения кондиционеров и др.¹

Сотрудниками МТИММП разработаны программы расчетов на ЭВМ систем воздухораспределения, схем тепловлажностной обработки воздуха и производительности систем кондиционирования по воздуху для технологических аппаратов и производственных помещений мясоперерабатывающих предприятий².

В качестве примера ниже приведены методика и программа расчета приведенных затрат на системы воздухораспределения, применяемые в камерах размораживания мяса.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРИВЕДЕННЫХ ЗАТРАТ

Приведенные затраты на систему воздухораспределения, отнесенные к 1 т размороженного мяса, P (в руб/т) определяем по формуле

$$P = \frac{\mathcal{E}_r + EK}{G_r}, \quad (70)$$

где $\mathcal{E}_r$ — годовая сумма расходов на эксплуатацию системы воздухораспределения, руб.; E — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; K — капитальные затраты на систему воздухораспределения, руб.; G_r — годовой объем производства размороженного мяса, т.

Годовая сумма расходов на эксплуатацию системы воздухораспределения

$$\mathcal{E}_r = \mathcal{E}_\epsilon + \mathcal{E}_\pi + \mathcal{E}_\lambda + \mathcal{E}_{тр}, \quad (71)$$

где $\mathcal{E}_\epsilon$ — годовая стоимость энергетических затрат, руб.; $\mathcal{E}_\pi$ — годовая стоимость потерь массы продукта при работе данной системы воздухораспределения, руб.; $\mathcal{E}_\lambda$ — годовые расходы на заработанную плату рабочих, обслуживающих систему, руб.; $\mathcal{E}_{тр}$ — сумма расходов на текущий ремонт, содержание системы воздухораспределения и ее амортизацию руб.

Годовая стоимость энергозатрат

$$\mathcal{E}_\epsilon = N \tau_r C_\epsilon, \quad (72)$$

где N — мощность электродвигателя вентиляторной установки, кВт; τ_r — общее время работы системы воздухораспределения в год, ч; C_ϵ — стоимость 1 кВт·ч электроэнергии, руб.

Мощность электродвигателя определяем по формуле (69).

При этом необходимо знать количество воздуха V и полный напор H_π .

Количество приточного воздуха V находим по формуле

$$V = \omega_0 F_0, \quad (73)$$

где ω_0 — скорость движения приточного воздуха, м/с; F_0 — суммарная площадь живого сечения сопл, м².

Скорость движения приточного воздуха определяем с учетом зависимостей для свободных воздушных струй и средней скорости движения воздуха в заданном сечении рабочей зоны

для круглого сопла

$$\omega_0 = \frac{a_r x / d_c + 0,145}{0,336} \omega_{*cp}, \quad (74)$$

¹ Перечень программ, разработанных для расчета на ЭВМ перечисленного выше оборудования с указанием институтов-разработчиков приведен в учебном пособии А. А. Пеклова и Т. А. Степановой «Кондиционирование воздуха», Киев «Вища школа», 1978, с. 325.

² Перечисленные программы и ниже приведенная программа составлены при участии инж. С. Н. Каменского.

для плоского сопла

$$\omega_0 = \frac{a_T / x b_c + 0,41}{0,84} \omega_{x_{cp}}, \quad (75)$$

где a_T — коэффициент турбулентности; x — расстояние от кромки сопла до зоны размещения бедренных частей мясных полутуш, м; d_c — диаметр выходного отверстия круглой формы, м; $\omega_{x_{cp}}$ — средняя скорость движения воздуха в зоне размещения бедренных частей мясных полутуш, м/с; b_c — половина ширины выходного отверстия прямоугольной формы, м.

Суммарную площадь живого сечения сопел рассчитываем с учетом площади живого сечения одного сопла и общего количества сопел

$$F_0 = f_c n_c, \quad (76)$$

где f_c — площадь живого сечения одного сопла, м²; n_c — общее количество сопел, шт.

Площадь живого сечения одного сопла:
круглой формы

$$f_c = \pi d_c^2 / 4, \quad (77)$$

прямоугольной формы

$$f_c = 2 b_c l, \quad (78)$$

где l — высота выходного отверстия прямоугольной формы, м;
общее количество сопел

$$n_c = n_k n_l l_k, \quad (79)$$

где n_k — количество воздухораспределительных канатов, шт.; n_l — количество сопел, приходящееся на 1 м канала, шт.; l_k — длина одного канала, м.

Количество приточного воздуха должно отвечать условию теплового баланса (уравнение 56а)

$$V = \frac{\Sigma Q}{\rho \Delta T_p},$$

где ΣQ — общее количество теплоты, расходуемой на проведение процесса размораживания мяса, кВт; ΔT_p — рабочая разность между энтальпиями приточного и внутреннего воздуха, кДж/кг.

Общее количество теплоты ΣQ определяем по формуле

$$\Sigma Q = Q_m + Q_{пот}, \quad (80)$$

где Q_m — количество теплоты, подводимой к размораживаемому мясу, кВт; $Q_{пот}$ — количество теплоты, теряемой через ограждающие конструкции и при эксплуатации камеры, кВт; $Q_{пот} = 0,1 Q_m$;

$$Q_m = \frac{G (i_{mk} - i_{mn})}{3,6 \tau_{раз}}, \quad (81)$$

где i_{mn} , i_{mk} — начальная и конечная энтальпии мяса, кДж/кг.

Рабочая разность ΔT_p представляет собой полное количество теплоты, подводимой к 1 кг воздуха, т. е. $\Delta T_p = q_n + q_c$, где q_n , q_c — количество явной и скрытой теплоты, подводимой к 1 кг воздуха. Учитывая незначительное количество q_c (так как разность влагосодержаний приточного и внутреннего воздуха при размораживании мяса незначительна) и удельную теплоемкость воздуха $c \approx 1$ кДж/(кг·К), получаем

$$\Delta T_p \approx \Delta t_p = t_n - t_v = K_v (t_n - t_{p,3}) = K_v \Delta t_0, \quad (82)$$

где Δt_p — рабочая разность между температурами приточного и внутреннего

воздуха, °C; K_v — коэффициент эффективности воздухообмена; $\Delta t_0 = t_n - t_{p,з}$ — избыточная температура приточного воздуха, °C; $t_{p,з}$ — средняя температура воздуха в зоне размещения бедренных частей мясных полутуш, °C;

для круглого сопла

$$\Delta t_0 = \frac{a_{\tau} x / d_c + 0,145}{0,226} \Delta t_v, \quad (83)$$

для плоского сопла

$$\Delta t_0 = \sqrt{\frac{a_{\tau} x / b_c + 0,41}{0,82}} \Delta t_v, \quad (84)$$

где Δt_v — избыточная температура воздуха в зоне размещения бедренных частей мясных полутуш, °C; $\Delta t_v \leq \Delta t_{\text{доп}}$, где $\Delta t_{\text{доп}}$ — избыточная температура, допустимая технологическими условиями, °C.

Полный напор H_n (в Па), развиваемый вентилятором, определяем по формуле

$$H_n = H_k + H_v + H_{\text{кд}}, \quad (85)$$

где H_k — потери напора в воздухораспределительных каналах, Па; H_v — потери напора в приточных и рециркуляционных воздуховодах, Па; $H_{\text{кд}}$ — потери напора в кондиционере, Па.

Потери напора в воздухораспределительных каналах

$$H_k = \left(\lambda_{\text{тр}_k} \frac{l_k}{d_3} + \sum \xi_k \right) \frac{\rho \omega_k^2}{2} + \frac{\rho \omega_0^2}{2}, \quad (86)$$

где $\lambda_{\text{тр}_k}$ — коэффициент сопротивления трения в канале; d_3 — эквивалентный диаметр канала, м; $\sum \xi_k$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений в канале; ρ — плотность воздуха, кг/м³; ω_k — скорость движения воздуха в канале, м/с;

$$\lambda_{\text{тр}_k} = 0,11 (K_s / d_3 + 68 / \text{Re})^{0,25}, \quad (87)$$

где K_s — абсолютная эквивалентная шероховатость поверхности канала, м; Re — число Рейнольдса;

$$\text{Re} = \omega_k d_3 / \nu_v, \quad (88)$$

где ν_v — кинематическая вязкость воздуха, м²/с;
эквивалентный диаметр канала

$$d_3 = 4F_k / P_k, \quad (89)$$

где F_k — площадь начального поперечного сечения воздухораспределительного канала, м²; P_k — периметр начального поперечного сечения канала, м;
скорость движения воздуха в канале

$$\omega_k = V_1 / F_k, \quad (90)$$

где V_1 — количество приточного воздуха, поступающего через канал, м³/с;

$$V_1 = V / n_k. \quad (91)$$

Потери напора H_v (в Па) в приточных и рециркуляционных воздуховодах

$$H_v = \sum_{i=1}^{n_b} \left(\lambda_{\text{тр}_i} l_i / d_{3,i} + \sum \xi_i \right) \frac{\rho \omega_i^2}{2}, \quad (92)$$

где n — общее количество воздухопроводов, шт.; i — порядковый номер воздухопровода; $\lambda_{\text{тр}i}$, l_i , $d_{\text{э}i}$, $\Sigma \xi_j$, ω_i — соответственно коэффициент сопротивления трения, длина, эквивалентный диаметр, сумма коэффициентов местных сопротивлений, скорость движения воздуха для i -того воздухопровода.

Потери напора (в Па) в кондиционере

$$H_{\text{кл}} = H_{\text{нн}} + H_{\text{у.л.}}, \quad (93)$$

где $H_{\text{нн}}$ — потери напора в воздухонагревателе, Па; $H_{\text{у.л.}}$ — потери напора в увлажнителе, Па.

Общее время работы τ_r (в ч) системы воздухораспределения в год определяем с учетом продолжительности размораживания и количества циклов

$$\tau_r = \tau_{\text{разм}} n_{\text{ц}}, \quad (94)$$

где $\tau_{\text{разм}}$ — продолжительность процесса размораживания, ч; $n_{\text{ц}}$ — количество циклов работы системы воздухораспределения в год;

$$\tau_{\text{разм}} = \frac{\rho_m W_m \omega_m L_{\text{ф}} l_6}{3,6 (t_{\text{р.з}} - t_{\text{кр}})} \left(\frac{l_6}{2\lambda_p} + \frac{1}{\alpha} \right) \Phi m, \quad (95)$$

где ρ_m — плотность мяса, кг/м³; W_m — влагосодержание мяса, доли ед.; ω_m — количество вымороженной воды, доли ед.; $L_{\text{ф}}$ — скрытая теплота фазового перехода «вода — лед», кДж/кг; l_6 — половина толщины бедренной части мясной полутуши, м; $t_{\text{р.з}}$ — средняя температура воздуха в зоне размещения бедренных частей мясных полутуш, °С; $t_{\text{кр}}$ — криоскопическая температура мяса, °С; λ_p — коэффициент теплопроводности размороженного мяса, Вт/(м·К); α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); Φ — коэффициент формы бедренной части мясной полутуши; m — поправочный коэффициент на продолжительность процесса;

коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 6,16 + 4,2\omega_{\text{х.ср.}}. \quad (96)$$

Количество циклов работы системы воздухораспределения

$$n_{\text{ц}} = \frac{24n_r}{\tau_{\text{ц1}}}, \quad (97)$$

где n_r — количество дней работы в год; $\tau_{\text{ц1}}$ — общая продолжительность цикла размораживания, ч;

$$\tau_{\text{ц1}} = \tau_{\text{разм}} + \tau_{\text{з.в.}}, \quad (98)$$

где $\tau_{\text{з.в.}}$ — продолжительность периодов загрузки и выгрузки камеры, ч;

$$\tau_{\text{з.в.}} = G\tau_1, \quad (99)$$

где G — емкость камеры, т; τ_1 — удельное время загрузки и выгрузки 1 т мяса, ч/т.

Емкость камеры G находим, учитывая норму загрузки g_F и площадь F камеры или норму загрузки g_l и общую рабочую длину подвесных путей

$$G = g_F F = g_F b l = g_l l_{\text{общ}}, \quad (100)$$

где g_F — норма нагрузки на 1 м² строительной площади камеры, т/м²; F — строительная площадь камеры, м²; b — ширина камеры, м; l — длина камеры, м; $g_l = 1,25g_F$ — норма загрузки 1 м рабочей длины подвешенного пути, т/м; $l_{\text{общ}} = n_l l_n$ — общая рабочая длина подвесных путей, м; n_l — количество подвесных путей, шт.; l_n — рабочая длина одного подвешенного пути, м.

Годовая стоимость потерь массы размороженного мяса (в руб.)

$$\mathcal{E}_n = \frac{G_n}{100} G_r C_r, \quad (101)$$

где G_{Π} — потери массы размороженного мяса при работе данной системы воздухораспределения, %; C_T — стоимость 1 т мяса, руб.

Годовой объем G_r (в т) производства размороженного мяса

$$G_r = G n_{\Pi}, \quad (102)$$

Годовые расходы на заработную плату рабочих

$$\mathcal{O}_3 = 1,25 T n_{\Pi} \tau_{\text{см}} n_{\text{см}} n_r, \quad (103)$$

где T — часовая тарифная ставка, руб.; n_{Π} — количество рабочих, обслуживающих систему воздухораспределения, чел.; $\tau_{\text{см}}$ — продолжительность смены, ч; $n_{\text{см}}$ — количество смен работы в сутки.

Сумма расходов на текущий ремонт, содержание системы воздухораспределения и ее амортизацию

$$\mathcal{O}_{\text{тр}} = \frac{H_a + H_{\text{тр}}}{100} K, \quad (104)$$

где H_a — норма амортизации, % к стоимости; $H_{\text{тр}}$ — отчисления на текущий ремонт и содержание системы, % к стоимости.

Капитальные затраты K (руб.) на систему воздухораспределения рассчитываем по формуле

$$K = K_{\kappa} + K_{\text{пр}} + K_{\text{в}}, \quad (105)$$

где K_{κ} — затраты на воздухораспределительные каналы, руб.; $K_{\text{пр}}$ — затраты на приточные и рециркуляционные воздуховоды, руб.; $K_{\text{в}}$ — затраты на вентиляторную установку, руб.

Капитальные затраты на воздухораспределительные каналы

$$\mathcal{I} K_{\kappa} = n_{\kappa} l_{\kappa} C_{\kappa}, \quad (106)$$

где C_{κ} — стоимость одного метра длины воздухораспределительного канала с учетом стоимости солл, руб.

Капитальные затраты на приточные и рециркуляционные воздуховоды при одинаковой стоимости 1 м их длины определяем по формуле

$$K_{\text{пр}} = C_{\text{пр}} \sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} l_i, \quad (107)$$

где $C_{\text{пр}}$ — стоимость 1 м длины воздуховода, руб.

Капитальные затраты на вентиляторную установку определяем укрупненно по формуле

$$K_{\text{в}} = 40 (V + 30). \quad (108)$$

ПРОГРАММА РАСЧЕТА

1. Вводим исходные данные для расчета.

Исходные данные для расчета следующие:

а) характеристика камеры размораживания: длина (м), ширина (м), количество подвесных путей; рабочая длина одного подвесного пути (м); норма загрузки на 1 м рабочей длины подвесного пути (кг/м);

б) параметры воздуха в зоне размещения бедренных частей мясных полутоуш: температура (°C), допустимое отклонение температуры (°C), относительная влажность (%), средняя скорость движения (м/с);

в) характеристика размораживаемого мяса: толщина бедренной части полутоуши (м), коэффициент формы бедренной части полутоуши, начальное влагосодержание мяса (%), коэффициент теплопроводности размороженного мяса [Вт/(м·К)], начальная энтальпия мяса (кДж/кг), конечная энтальпия мяса (кДж/кг), количество вымороженной воды (%), потери массы (%);

г) характеристика воздухораспределительных устройств: вид сопла (круглое, плоское), форма выходного отверстия сопла (круглая, прямоугольная, щелевидная, квадратная), размеры выходного отверстия (диаметр или ширина и высота, м); коэффициент турбулентности (в зависимости от вида и формы сопла);

д) характеристика воздухораспределительных каналов: форма (круглая, прямоугольная, трапециевидная), количество каналов, диаметр или ширина и высота канала в начальном сечении (м); количество сопел, размещаемых на 1 м длины канала, сумма коэффициентов местных сопротивлений, расстояние от сопла до уровня размещения бедренных частей полутуш, коэффициент эффективности воздухообмена;

е) характеристика воздухопроводов и кондиционера: материал воздухопроводов, длина воздухопроводов (м), диаметр или ширина и высота воздухопроводов, сумма коэффициентов местных сопротивлений в воздухопроводах; потери напора в кондиционере; количество смен работы в сутки; экономические данные: стоимость 1 м воздухораспределительного канала, воздуховода (руб.) и одного сопла (руб.), а также стоимость 1 т мяса (руб.).

2. По формуле (74) или (75) определяем скорость ω_0 приточного воздуха.

3. По формуле (77) или (78) находим площадь f_c живого сечения сопла.

4. По формуле (79) определяем общее количество n_c сопел.

5. По формуле (76) рассчитываем суммарную площадь F_0 живого сечения сопел.

6. По формуле (73) определяем количество V приточного воздуха.

7. По формуле (100) находим емкость G камеры.

8. По формуле (96) определяем коэффициент теплоотдачи α .

9. По формуле (95) рассчитываем продолжительность $\tau_{\text{разм}}$ процесса размораживания.

10. По формуле (80) рассчитываем тепловой баланс ΣQ камеры.

11. По формуле (56а) определяем рабочую разность Δt_p между энтальпиями воздуха.

12. По формуле (82) находим избыточную температуру Δt_0 приточного воздуха.

13. По формуле (83) или (84) определяем избыточную температуру Δt_n воздуха в зоне размещения бедренных частей мясных полутуш.

14. Сравниваем значение Δt_n со значением температуры $\Delta t_{\text{доп}}$, задаваемой технологическими условиями.

15. При выполнении условия $t_n \leq \Delta t_{\text{доп}}$ переходим на п. 16. При невыполнении указанного условия принимаем $n_1' = n_1 + 1$ и повторяем расчет, начиная с п. 4.

16. По формуле (89) определяем эквивалентный диаметр d_3 воздухораспределительного канала.

17. По формуле (91) определяем количество V_1 приточного воздуха, поступающего через один воздухораспределительный канал.

18. По формуле (90) определяем скорость движения ω_k воздуха в воздухораспределительном канале.

19. По формуле (88) находим число Re.

20. По формуле (87) рассчитываем коэффициент сопротивления трения в канале.

21. По формуле (86) определяем потери напора H_k в воздухораспределительном канале.

22. По формуле (89) рассчитываем эквивалентный диаметр d_3 приточных и рециркуляционных воздухопроводов.

23. По формуле (90) определяем скорость ω воздуха в приточных и рециркуляционных воздухопроводах.

24. По формуле (88) рассчитываем число Re для приточных и рециркуляционных воздухопроводов.

25. По формуле (87) определяем коэффициент сопротивления трения $\lambda_{\text{тр}}$ для приточных и рециркуляционных воздухопроводов.

26. По формуле (92) находим потери напора H_v в приточных и рециркуляционных воздуховодах.
 27. По формуле (93) определяем потери напора $H_{кд}$ в кондиционере.
 28. По формуле (85) рассчитываем полный напор $H_{п.}$
 29. По формуле (69) находим мощность N .
 30. По формуле (99) находим продолжительность $\tau_{з.в}$ периодов загрузки и выгрузки камеры.
 31. По формуле (98) определяем общую продолжительность $\tau_{ц.}$ цикла размораживания.
 32. По формуле (97) определяем количество циклов $n_{ц.}$
 33. По формуле (94) находим общее время τ_r работы в год.
 34. По формуле (72) рассчитываем годовую стоимость энергозатрат $\mathcal{E}_a$.
 35. По формуле (102) находим годовой объем G_r производства размороженного мяса.
 36. По формуле (101) рассчитываем годовую стоимость $\mathcal{E}_n$ потерь массы размороженного мяса.
 37. По формуле (103) рассчитываем годовые расходы $\mathcal{E}_z$ на заработанную плату рабочих.
 38. По формуле (106) определяем капитальные затраты K_k на воздухо-распределительные каналы.
 39. По формуле (107) определяем капитальные затраты $K_{пр}$ на приточные и рециркуляционные воздуховоды.
 40. По формуле (108) определяем капитальные затраты K_v на вентиляторную установку.
 41. По формуле (105) рассчитываем капитальные затраты K на систему воздухораспределения.
 42. По формуле (104) рассчитываем сумму расходов $\mathcal{E}_{тр}$ на текущий ремонт, содержание системы воздухораспределения и ее амортизацию.
 43. По формуле (71) выполняем расчет годовой суммы расходов $\mathcal{E}_r$.
 44. По формуле (70) определяем приведенные затраты P .
- Программа расчета составлена на языке Бэйсик для эксплуатации на ЭВМ «Электроника ДЗ-28» и записана на кассете с магнитной лентой.

Пример 122. В камере размораживания мясных полутуш длиной $l=24$ м и шириной $b=6$ м размещено 6 подвесных путей ($n_{п.}=6$). Рабочая длина одного подвешенного пути $l_{п.}=20$ м. Норма загрузки 1 м рабочей длины подвешенного пути $g_l=250$ кг (мясо говяжье). Температура воздуха в зоне размещения бедренных частей полутуш $t_{p,z}=20^\circ\text{C}$, допустимое отклонение температуры $\Delta t_{доп}=2^\circ\text{C}$, средняя скорость движения воздуха $\omega_{ср}=1$ м/с. Средняя толщина бедренной части говяжьей полутуши $l_0=0,21$ м, коэффициент формы $\Phi=0,57$, начальное влагосодержание мяса $W_m=76\%$, коэффициент теплопроводности размороженного мяса $\lambda_p=0,47$ Вт/(м·К), начальная температура мяса $t_{нач}=-18^\circ\text{C}$, конечная $-t_{коп}=6^\circ\text{C}$. В качестве воздухораспределительных устройств установлены круглые сопла конической формы диаметром $d_c=50$ мм, коэффициент турбулентности $a_t=0,066$ [4]. Количество сопел, размещаемых на 1 м длины канала, $n_1=6$ шт. Количество воздухораспределительных каналов $n_k=6$ шт, расстояние x от сопла до зоны размещения бедренных частей полутуш равно 1,2 м (воздухораспределительные каналы размещены над подвесными путями), коэффициент воздухообмена $k_v=1,2$. Длина приточного воздуховода $l_v=5$ м, а длина рециркуляционного $l_{в.}=1$ м. Потери напора в кондиционере $H_{кд}=80$ Па. Количество смен — 2. Стоимость 1 м воздухораспреде-

лительного канала равна 20 руб., одного сопла — 2,5 руб., а 1 м воздуховода — 15 руб.; стоимость 1 т мяса равна 1600 руб. Выполнить расчет на ЭВМ «Электроника ДЗ-28» и определить следующие данные: емкость G камеры, продолжительность процесса $t_{\text{трам}}$, скорость ω , и количество V приточного воздуха, температуру $t_{\text{п}}$ приточного и $t_{\text{н}}$ отработавшего воздуха, действительное отклонение $\Delta t_{\text{н}}$, температуры воздуха в зоне размещения бедренных частей полутуш от среднего значения, полный напор $H_{\text{п}}$, развиваемый вентилятором, годовую сумму эксплуатационных расходов, капитальные и приведенные затраты на систему воздухораспределения.

Результаты расчета:

Емкость камеры, т	30
Продолжительность процесса, ч	24,4
Скорость приточного воздуха, м/с	7,7
Количество приточного воздуха, м ³ /с	10,8
Температура приточного воздуха, °C	23,4
Температура отработавшегося воздуха, °C	15,5
Действительное отклонение температуры в зоне размещения бедренных частей полутуш от среднего значения, °C	0,5
Полный напор, развиваемый вентилятором, Па	864,3
Годовая сумма эксплуатационных расходов, тыс. руб.	4,5
Капитальные затраты на систему, тыс. руб.	5,9
Приведенные затраты, руб./т	0,66

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Учитывая исходные данные примера 122 и программу расчета, определить приведенные затраты на систему воздухораспределения, если $x=0,6$ м (воздухораспределительные каналы размещены между подвесными путями). Результат расчета сравнить с результатом, полученным в примере 122.

2. Учитывая исходные данные примера 122 и программу расчета, определить, в каком случае приведенные затраты на систему воздухораспределения будут наименьшими, если в воздухораспределительных каналах установлены плоские сопла круглой формы диаметром $d_c=40$; 45; 50; 55 и 60 мм.

3. Для условий примера 122 рассчитать оптимальную мощность электродвигателя вентиляторной установки, если диаметр сопла изменяется от 40 до 70 мм.

4. Для условий примера 122 определить приведенные затраты на систему воздухораспределения, если размораживанию подвергаются бараны туши при той же начальной и конечной температуре мяса. Результат расчета сравнить с результатом, полученным в примере 122, и объяснить, вследствие изменения каких параметров произошло изменение приведенных затрат.

5. Для условий примера 122 определить, в каком случае приведенные затраты будут наименьшими, если воздухораспределительные каналы имеют круглую форму, начальный диаметр канала $d_{\text{нач}}=600$ мм, расстояние $x=0,8$ м, в каналах предусмотрены плоские сопла шелевидной формы высотой 150 м, а шириной $2b_c=20$; 25; 30; 35; 40; 45; 50 мм.

Х. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ИЗУЧЕНИЮ ПРОЦЕССОВ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА¹

ПРИБОРЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ И РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА И ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Цель работы: ознакомление с устройством и работой приборов для контроля и регулирования параметров воздуха (температура, относительная влажность, скорость движения и давление), а также тепло- и хладоносителей.

К приборам для измерения и регулирования температуры воздуха и теплоносителей относятся термометры, термографы и термореле, терморегуляторы и полупроводниковые измерители температуры, логометры и мосты регулирующие, терморегулирующие вентили.

Приборы устанавливаются на настенных стендах, а также на лабораторных столах. Приборы классифицируются по измеряемому параметру и устройству измерительного элемента. Каждый студент может включить прибор и измерить соответствующий параметр.

Термометры стеклянные жидкостные показывающие (керосиновый, толуоловый, спиртовой, ртутный) предназначены для измерения температур:

- наружного воздуха, подаваемого в кондиционеры;
- воздуха на различных стадиях его обработки в кондиционерах;
- воды, циркулирующей в камерах орошения, воздухонагревателях и воздухоохладителях;
- холодильного агента в системе охлаждения автономных кондиционеров.

Термометры ртутные с подвижным и неподвижным контактным регулирующим устройством используются для измерения и сигнализации температуры наружного воздуха, для включения устройства автоматической защиты воздухонагревателя первого подогрева от замораживания, для позиционного регулирования температуры и относительной влажности воздуха в опытных установках систем кондиционирования.

Термографы с биметаллическим чувствительным элементом используют для измерения и записи температуры воздуха в кондиционируемых и охлаждаемых помещениях.

¹ Выполнение лабораторных работ определяется конкретными стендами и имеющейся контрольно-измерительной аппаратурой. Настоящий раздел ориентирован на стенды, разработанные и смонтированные на кафедре «Холодильные установки и кондиционирование воздуха» Московского центра Трудового Красного Знамени технологического института мясной и молочной промышленности.

Термометры манометрические с сигнальным устройством предназначены для автоматической защиты воздухонагревателей первого подогрева от замораживания (для автоматического контроля за температурой воздуха и теплоносителя), для контроля за температурой воздуха в кондиционируемых и охлаждаемых помещениях и сигнализации изменения температуры; манометрические термореле типа ТР — для позиционного регулирования температуры воздуха в кондиционируемых и охлаждаемых помещениях, для автоматической защиты хладоновых компрессоров, входящих в состав автономных кондиционеров, от повышения температуры нагнетания.

Термореле dilatометрические типов ТУДЭ, ТУДП используют для автоматической защиты воздухонагревателей первого подогрева от замораживания, регулирования температуры насыщенного воздуха за камерой орошения, термореле биметаллические типа РТБП — для регулирования температуры воздуха в кондиционируемых помещениях.

Терморегуляторы полупроводниковые типа ПТР (ПТР-2, ПТР-3, ПТР-П, ПТР-Д) предназначены для регулирования температуры воздуха за камерой орошения, воздухоохладителем и воздухонагревателем, в кондиционируемых и охлаждаемых помещениях, для регулирования температуры теплоносителя, подаваемого в теплообменники кондиционеров, для автоматической защиты воздухонагревателей первого подогрева от замораживания, для автоматического переключения режимов работы систем кондиционирования в зависимости от разности между температурами наружного и внутреннего воздуха, для автоматической защиты испарителей от понижения температуры перегрева паров холодильного агента.

Полупроводниковые измерители температуры ПИТ (одноточечный и пятиточечный) используют при измерении температуры воздуха в охлаждаемых и кондиционируемых помещениях, а также при измерении температуры продукта в системах технологического кондиционирования.

Термометры сопротивления платиновые и медные типа ТСП и ТСМ, а также логометры и мосты регулирующие предназначены для дистанционного контроля и регулирования температуры воздуха в кондиционерах и кондиционируемых помещениях, а также температуры теплоносителя.

Терморегулирующие клапаны используют при регулировании температуры перегрева паров холодильного агента, выходящего из хладоновых воздухоохладителей.

К приборам для измерения и регулирования относительной влажности воздуха относятся психрометры и гигрометры, гигрографы и регуляторы относительной влажности воздуха.

Психрометры бытовые предназначены для измерения температуры и относительной влажности воздуха в кондиционируемых

и охлаждаемых помещениях, психометры аспирационные с механическим и электрическим приводом применяются в качестве образцовых приборов для измерителей и регуляторов относительной влажности воздуха.

Гигрометры показывающие с волосным чувствительным элементом и чувствительным элементом с хлористо-литиевым покрытием используют при измерении относительной влажности воздуха в кондиционируемых и охлаждаемых помещениях.

Гигрографы с волосным и пленочным чувствительными элементами предназначены для измерения и записи относительной влажности воздуха в кондиционируемых и охлаждаемых помещениях.

Регуляторы относительной влажности воздуха с волосным чувствительным элементом и чувствительным элементом с калиево-натриевым покрытием используют при автоматическом измерении и регулировании относительной влажности воздуха в кондиционируемых и охлаждаемых помещениях.

Для измерения скорости движения воздуха 0,1—5 м/с предназначены крыльчатые анемометры типа АСО, а также термоэлектроанемометры типа ЭА, а 1—20 м/с — чашечные анемометры типа МС.

При измерении скорости движения воздуха крыльчатым либо чашечным анемометром приборы вносят в поток воздуха таким образом, что ось чашечного анемометра должна быть перпендикулярной потоку воздуха, а ось крыльчатого — параллельной ему. Перед измерением скорости записывают начальные n_1 показания счетчика. Затем анемометр вносится в поток воздуха при выключенном счетном механизме. Через 10—15 с, когда крыльчатка анемометра приобретет полную скорость вращения, включается счетный механизм и одновременно с ним секундомер.

Анемометр вносят в поток воздуха на различные промежутки времени, чаще всего на 30 и 60 с. По истечении этого времени счетный механизм и секундомер выключаются. Затем вычисляют разность между показаниями $n_2—n_1$, которую делят на время, и определяют число показаний в секунду. По графику, прикладываемому к анемометру, определяется искомая скорость ω в м/с. Как правило, делают три замера, после чего определяют среднее арифметическое значение параметра.

При измерении скорости движения воздуха термоэлектроанемометром к нему подключают датчик. Переключатель прибора ставят в положение «контроль» и ручкой устанавливают стрелку на максимальное деление шкалы гальванометра. Затем переключатель ставят в положение А (измерение скорости движения воздуха), датчик прибора вносят в поток воздуха, замеряют показания гальванометра и по графику находят искомое значение скорости.

Кроме того, термоэлектроанемометр используют при измерении температуры воздуха. Переключатель устанавливают в положение T , а датчик прибора вносят в место, где необходимо измерить температуру. Как только стрелка прекращает движение, по шкале гальванометра отсчитывают величину тока и по графику определяют температуру воздуха.

К приборам для измерения давления воздуха и теплоносителя относятся барометры и барографы, манометры, вакуумметры и мановакуумметры, реле давления и реле потока.

Стеклянные жидкостные манометры (U-образные и чашечные манометры с вертикальной и наклонной трубкой, микроманометры конструкции ЦАГИ и ММН) предназначены для измерения давления воздуха, циркулирующего в воздуховодах, аппаратах для его очистки и тепловлажностной обработки.

Барометр используют для измерения атмосферного давления, а барограф — для измерения и записи атмосферного давления.

Манометры, вакуумметры, мановакуумметры показывающие и сигнализирующие (с электроконтактным устройством) предназначены для измерения и сигнализации давления воды, подаваемой в теплообменные аппараты, и холодильного агента.

Реле давления используют при автоматическом управлении работой водяных насосов, при автоматической защите от понижения давления всасывания и повышения давления нагнетания в системе охлаждения, от понижения давления масла в системе смазки компрессоров.

Реле потока воздуха предназначено для сигнализации давления воздуха в воздуховодах (для дистанционной проверки работы вентиляторов в системах кондиционирования).

При оформлении отчета о работе студент заполняет форму индивидуального задания, в которой необходимо ответить на пять контрольных вопросов, относящихся к устройству приборов, принципу действия и назначению.

СУХОЕ НАГРЕВАНИЕ ВОЗДУХА.

НАГРЕВАНИЕ ВОЗДУХА С ОДНОВРЕМЕННЫМ

УВЛАЖНЕНИЕМ ЕГО ВОДОЙ. УВЛАЖНЕНИЕ ВОЗДУХА ВОДОЙ И ПАРОМ

Цель работы: построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процессов изменения состояния воздуха при сухом нагревании, нагревании с одновременным увлажнением и увлажнении воздуха водой и паром, определение тепловлажностных коэффициентов указанных процессов, а также количеств теплоты и влаги, подводимых к 1 кг воздуха.

Лабораторный стенд (рис. 40) состоит из устройства для сухого нагревания воздуха, смесительной камеры, устройства для нагревания и распыления воды, устройства для увлажнения воз-

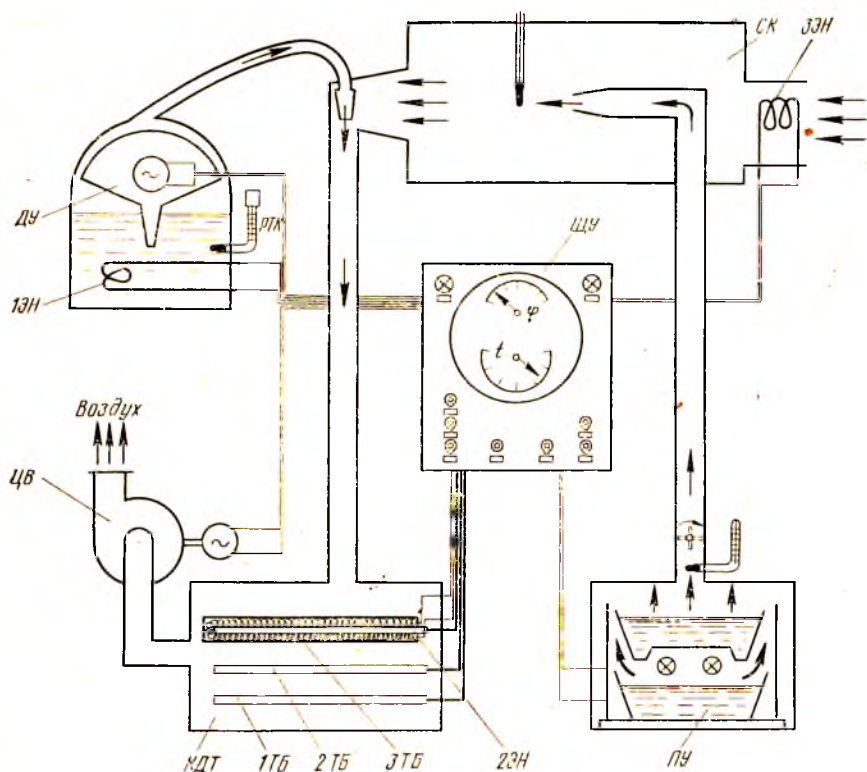


Рис. 40. Лабораторный стенд для изучения процессов нагрева и увлажнения воздуха:

ДУ — дисковый увлажнитель; 1ЭН — трубчатый электронагреватель для подогрева воды; ЦВ — центробежный вентилятор; КДТ — камера датчиков температуры; 1ТБ, 2ТБ, 3ТБ — термобаллоны манометрической системы для контроля температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам; 2ЭН — нагревательная обмотка термобаллона для контроля температуры воздуха по мокрому термометру; ЩУ — щит управления; СК — смешительная камера; ПУ — паровой терморadiационный увлажнитель; 3ЭН — спиральный электронагреватель для подогрева воздуха; РТК — ртутный контактный термометр

духа паром, системы воздуховодов, камеры для установки термобаллонов манометрической системы для контроля температуры воздуха, вентилятора, измерительных приборов и щита управления.

В состав устройства для сухого нагрева воздуха входят спиральный электронагреватель, смонтированный на керамической основе и сблокированный с приводом вентилятора, и автоматический потенциометр. Спиральный электронагреватель мощностью 800 Вт и автоматический потенциометр позволяют в широком диапазоне изменять температуру нагреваемого воздуха. При этом максимальное значение температуры составляет 70°C. Изменение температуры осуществляется путем плавного поворо-

та ручки потенциометра и установки ее в фиксированных положениях.

Устройство для нагревания и распыления воды состоит из дискового увлажнителя, емкости для воды, оборудованной трубчатым электронагревателем, и трубопровода с форсункой. Трубчатый электронагреватель подключен к терморегулятору и позволяет нагревать воду от 20 до 60°C.

В состав устройства для увлажнения воздуха паром входят паровой термораднационный увлажнитель, сборник пара, паропровод с соплом и заслонка. Термораднационный увлажнитель состоит из поддона для воды, двух кварцевых ламп для инфракрасного нагрева поверхности воды и клеммных коробок для подключения питания к лампам.

На щите управления находится измеритель температуры и относительной влажности воздуха фирмы «Данфосс». Измеритель представляет собой манометрический прибор с тремя термобаллонами: один предназначен для измерения температуры воздуха, а два других — для измерения относительной влажности воздуха, причем один из них имеет хлористо-литиевое покрытие и измеряет температуру по мокрому термометру.

Порядок выполнения работ при сухом нагревании воздуха:

- 1) включение питания щита управления;
- 2) включение вентилятора;
- 3) измерение (через 5—10 мин) начальных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 4) установка ручки потенциометра в одно из рабочих положений и включение спирального электронагревателя;
- 5) при достижении заданной температуры нагреваемого воздуха (включается световое табло на щите управления) измерение конечных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 6) отключение спирального электронагревателя и вентилятора;
- 7) нанесение на $\mathcal{T}-d$ -диаграмму измеренных параметров воздуха и построение процесса сухого нагревания;
- 8) расчет тепловлажностного коэффициента ϵ ;
- 9) определение количества явной теплоты, подведенной к 1 кг воздуха,

$$q_a = c(t_2 - t_1).$$

В отчете о выполненной работе необходимо представить построение на $\mathcal{T}-d$ -диаграмме процесса сухого нагревания и таблицу с результатами измерений и расчетов (табл. 26).

Порядок проведения работы при увлажнении воздуха водопроводной водой:

- 1) включение питания щита управления;
- 2) наполнение емкости (поддона) дискового увлажнителя водопроводной водой;

Таблица 26

Параметр	$t_1, ^\circ\text{C}$	$\varphi_1, \%$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$\varphi_2, \%$	$\mathcal{I}_1, \text{кДж/кг}$	$\mathcal{I}_2, \text{кДж/кг}$	$d_1, \text{г/кг}$	$d_2, \text{г/кг}$	$\epsilon, \text{кДж/кг}$	$q_{\text{я}}, \text{кДж/кг}$
----------	-----------------------	-----------------	-----------------------	-----------------	--------------------------------	--------------------------------	--------------------	--------------------	---------------------------	-------------------------------

Значение

- 3) измерение температуры воды;
- 4) включение вентилятора;
- 5) измерение (через 5 ... 10 мин) начальных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 6) включение дискового увлажнителя до момента, когда относительная влажность воздуха не достигнет заданной (контроль за относительной влажностью воздуха осуществляется по шкале измерителя влажности);
- 7) измерение конечных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 8) отключение вентилятора, дискового увлажнителя и щита управления;
- 9) нанесение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмму измеренных параметров воздуха и построение процесса его увлажнения водопроводной водой;
- 10) расчет тепловлажностного коэффициента ϵ ;
- 11) вычисление количества явной теплоты, подведенной к 1 кг воздуха,

$$q_{\text{я}} = c(t_2 - t_1);$$

- 12) определение количества влаги, подведенной к 1 кг воздуха,

$$W = \Delta d = d_2 - d_1;$$

- 13) расчет количеств скрытой и полной теплоты, подведенных к 1 кг воздуха,

$$q_{\text{с}} = r_{\text{п}}(d_2 - d_1) \cdot 10^{-3};$$

$$q_{\text{п}} = q_{\text{я}} + q_{\text{с}} = c(t_2 - t_1) + r_{\text{п}}(d_2 - d_1) \cdot 10^{-3} = \mathcal{I}_2 - \mathcal{I}_1.$$

В отчете о выполненной работе необходимо представить построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса увлажнения воздуха водопроводной водой и таблицу с результатами измерений и расчетов (табл. 27).

Таблица 27

Параметр	$t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$	$t_1, ^\circ\text{C}$	$\varphi_1, \%$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$\varphi_2, \%$	$\mathcal{I}_1, \text{кДж/кг}$
----------	--------------------------------	-----------------------	-----------------	-----------------------	-----------------	--------------------------------

Значение

Параметр	$\mathcal{I}_2, \text{кДж/кг}$	$d_1, \text{г/кг}$	$d_2, \text{г/кг}$	$\epsilon, \text{кДж/кг}$	$q_{\text{я}}, \text{кДж/кг}$	$q_{\text{с}}, \text{кДж/кг}$	$q_{\text{п}}, \text{кДж/кг}$
----------	--------------------------------	--------------------	--------------------	---------------------------	-------------------------------	-------------------------------	-------------------------------

Значение

Порядок проведения работы при увлажнении воздуха подогретой водой:

- 1) включение питания щита управления;
- 2) включение вентилятора;
- 3) измерение начальных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 4) установка контактного устройства ртутного термометра на заданную температуру подогрева воды;
- 5) включение дискового увлажнителя при достижении заданной температуры воды (на щите управления загорается световое табло);
- 6) увлажнение воздуха мелко распыленной подогретой водой до момента, при котором относительная влажность воздуха достигает заданного значения;
- 7) измерение конечных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 8) отключение вентилятора, дискового увлажнителя и щита управления;
- 9) нанесение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмму измеренных параметров воздуха и построение процесса его увлажнения подогретой водой заданной температуры (при температуре $t_w = 20 \dots 60^\circ\text{C}$);
- 10) расчет тепловлажностного коэффициента ε ;
- 11) определение количества явной теплоты, подведенной к 1 кг воздуха;
- 12) вычисление количества влаги, подведенной к 1 кг воздуха;
- 13) расчет количеств скрытой и полной теплоты, подведенных к 1 кг воздуха.

В отчете о выполненной работе необходимо представить построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса увлажнения воздуха подогретой водой и таблицу с результатами измерений и расчетов, аналогичную табл. 27.

Порядок проведения работы при нагревании воздуха с одновременным увлажнением его водой:

- 1) включение питания щита управления;
- 2) наполнение поддона дискового увлажнителя водопроводной водой;
- 3) измерение температуры воды;
- 4) включение вентилятора;
- 5) измерение начальных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 6) установка ручки потенциометра в одно из рабочих положений и включение спирального электронагревателя;
- 7) включение дискового увлажнителя;
- 8) одновременное проведение процессов нагревания и увлажнения воздуха водопроводной водой до момента, при котором достигается заданное значение температуры или относительной влажности;

9) измерение конечных значений температуры и относительной влажности воздуха;

10) отключение вентилятора, дискового увлажнителя, спирального воздухонагревателя и щита управления;

11) нанесение на $\mathcal{T}-d$ -диаграмму измеренных параметров воздуха; построение процесса нагревания с одновременным увлажнением воздуха водопроводной водой;

12) расчет тепловлажностного коэффициента ϵ ;

13) определение количества влаги, а также явной, скрытой и полной теплоты, подведенных к 1 кг воздуха.

В отчете о выполненной работе необходимо представить построение на $\mathcal{T}-d$ -диаграмме процесса нагревания и увлажнения воздуха водопроводной водой, а также таблицу с результатами измерений и расчетов, аналогичную табл. 27.

Порядок проведения работы при увлажнении воздуха паром:

1) наполнение поддона парового увлажнителя водопроводной водой;

2) измерение температуры воды;

3) включение питания щита управления и вентилятора;

4) измерение начальных значений температуры и относительной влажности воздуха;

5) включение кварцевых ламп увлажнителя;

6) контроль за текущей температурой генерируемого пара по ртутному термометру, установленному в сборнике пара;

7) отключение питания кварцевых ламп при достижении заданной температуры пара, а также открытие заслонки на подаче пара в сопло, установленное в смесительной камере;

8) проведение увлажнения паром определенной температуры до состояния воздуха, при котором его относительная влажность соответствует заданной конечной;

9) измерение конечных значений температуры и относительной влажности воздуха;

10) закрытие заслонки, отключение питания вентилятора и щита управления;

11) нанесение на $\mathcal{T}-d$ -диаграмму измеренных параметров воздуха и построение процесса увлажнения его паром заданной температуры;

12) определение количеств явной, скрытой и полной теплоты, а также влаги, подведенных к 1 кг воздуха;

13) расчет тепловлажностного коэффициента ϵ через отношение разности между энтальпиями $\Delta\mathcal{T}$ к разности между влажностями Δd ;

14) определение энтальпии пара i_n по известному значению его температуры и тепловлажностного коэффициента $\epsilon' = i_n$;

15) сравнение значений тепловлажностного коэффициента ϵ и ϵ' и определение процента ошибки.

В отчете о выполненной работе необходимо представить схему лабораторного стенда, построение на $\mathcal{T}-d$ -диаграмме про-

цесса увлажнения воздуха паром, а также таблицу с данными выполненных измерений и расчетов (табл. 28).

Таблица 28

Параметр	$t_1, ^\circ\text{C}$	$\varphi_1, \%$	$t_{01}, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$\varphi_2, \%$	$\gamma_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$d_1, \frac{\text{г}}{\text{кг}}$	$\gamma_2, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$d_2, \frac{\text{г}}{\text{кг}}$	$\varepsilon, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$\mu^*, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
----------	-----------------------	-----------------	--------------------------	-----------------------	-----------------	--	-----------------------------------	--	-----------------------------------	---	---------------------------------------

Значение

ОХЛАЖДЕНИЕ И ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА В ПОВЕРХНОСТНОМ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕ

Цель работы: построение процесса охлаждения и осушения воздуха в поверхностном воздухоохладителе, определение тепло-влажностного коэффициента, а также коэффициентов влаговыпадения и охлаждения, удельной холодопроизводительности и осушающей способности воздухоохладителя.

Лабораторный стенд (рис. 41) состоит из воздушного термостата, оборудованного теплоизолированной рубашкой, поверхностного воздухоохладителя, хладоновой холодильной машины, щита управления.

На щите управления установлены два автоматических моста типа КСМ, предназначенные для измерения температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам, автоматический потенциометр КСП, используемый при измерении температуры поверхности воздухоохладителя, выключатель питания, тумблеры для включения компрессора и вентилятора. В качестве датчиков температуры воздуха применяются два платиновых термометра сопротивления, а в качестве датчиков температуры поверхности воздухоохладителя — точечная термопара.

Порядок выполнения работы:

- 1) включение питания щита управления;
- 2) включение компрессора;
- 3) измерение (через промежуток времени, равный 5 ... 10 мин) температур воздуха по сухому и мокрому термометрам, а также температуры поверхности воздухоохладителя (измеренные параметры принимаются за начальные);
- 4) включение вентилятора;
- 5) измерение текущих значений температуры воздуха по сухому термометру и поверхности воздухоохладителя (не менее четырех замеров);
- 6) отключение вентилятора, компрессора и щита управления;
- 7) измерение температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам, а также температуры поверхности (измеренные параметры принимаются за конечные);
- 8) графическое определение начальных и конечных значений энтальпии и влагосодержания воздуха в зависимости от температур по сухому и мокрому термометрам;

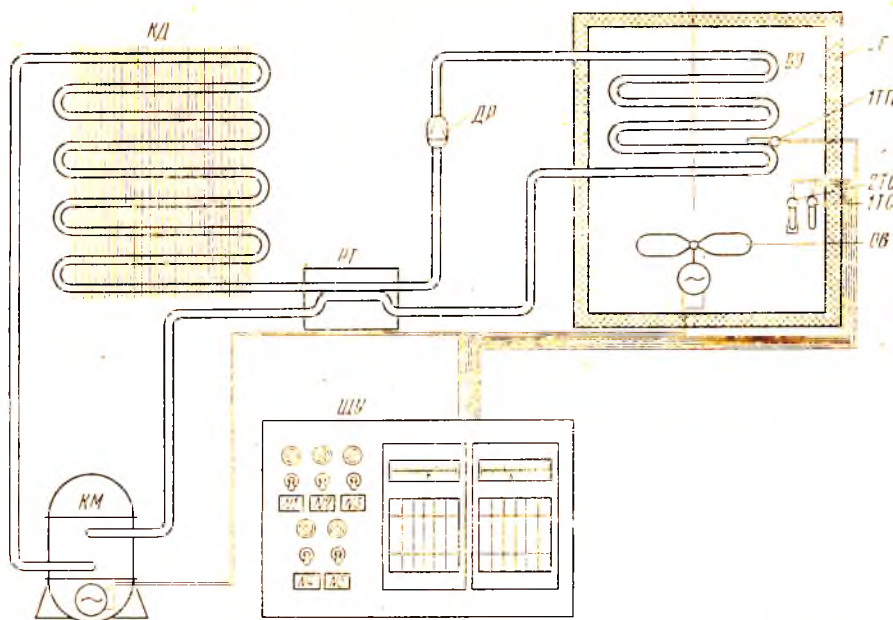


Рис. 41. Лабораторный стенд для изучения процессов охлаждения и осушения воздуха в поверхностном воздухоохладителе:

КД — конденсатор; РТ — регенеративный теплообменник; ДР — дроссельное устройство; ВТ — воздушный термометр; ВО — воздухоохладитель; ИП — термопара для контроля температуры поверхности воздухоохладителя; 1ТС, 2ТС — термометры сопротивления для контроля температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам; ОВ — осевой вентилятор; ШУ — щит управления; КМ — компрессор герметичный

9) расчет значений наружного коэффициента охлаждения η_n для условий понижения температуры воздуха от начальной $t_{нач}$ до t_2 , от t_2 до t_3 , от t_3 до t_4 , ...:

$$\eta_{n1} = \frac{t_{нач} - t_2}{t_{нач} - t_{n1,нач}},$$

$$\eta_{n2} = \frac{t_2 - t_3}{t_2 - t_{n2}},$$

.....

$$\eta_{nk} = \frac{t_5 - t_{кон}}{t_5 - t_{n,кон}},$$

где $t_{нач}$, $t_{кон}$ — начальное и конечное значения температуры воздуха по сухому термометру, °C; t_2 , t_3 , t_5 — промежуточные значения температуры воздуха по сухому термометру, °C; $t_{n1,нач}$, $t_{n,кон}$ — начальное и конечное значения

температуры поверхности воздухоохладителя, °C; $t_{п2}, t_{п3}$ — промежуточные значения температуры поверхности воздухоохладителя, °C;

10) расчет значений энтальпии воздуха

$$\mathcal{I}_2 = \mathcal{I}_{нач} - (\mathcal{I}_{нач} - \mathcal{I}_{пнач}) \tau_{п1},$$

$$\mathcal{I}_3 = \mathcal{I}_2 - (\mathcal{I}_2 - \mathcal{I}_{п2}) \tau_{п2},$$

.....

где $\mathcal{I}_{нач}$ — начальная энтальпия воздуха, кДж/кг; $\mathcal{I}_2, \mathcal{I}_3$ — промежуточные значения энтальпии воздуха, кДж/кг; $\mathcal{I}_{пнач}$ — энтальпия насыщенного воздуха при начальной температуре $t_{пнач}$ поверхности и относительной влажности $\varphi = 100\%$, кДж/кг; $\mathcal{I}_{п2}$ — энтальпия насыщенного воздуха при температуре $t_{п2}$ поверхности, кДж/кг;

11) нанесение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмму точки H с координатами $t_{нач}$ и $t_{мнач}$ (где $t_{мнач}$ — начальная температура воздуха по мокрому термометру, °C), затем точки 2 ($t_2, \mathcal{I}_2$), точки 3 ($t_3, \mathcal{I}_3$), ..., точки K ($t_{кон}, t_{мкон}$), где $t_{мкон}$ — конечная температура воздуха по мокрому термометру, °C; соединение полученных точек плавной кривой, характеризующей изменение состояния воздуха при охлаждении и осушении его в поверхностном воздухоохладителе;

12) расчет наружного коэффициента охлаждения $\eta_{п}$ при изменении параметров воздуха от начальных до конечных

$$\eta_{п} = \frac{t_{нач} - t_{кон}}{t_{нач} - t_{пкон}};$$

13) расчет общего коэффициента охлаждения

$$\eta_o = \frac{t_{нач} - t_{кон}}{t_{нач} - t_0},$$

где t_0 — температура кипения холодильного агента, °C; $t_0 = t_{пкон} - (1 \div 2)$, так как воздухоохладитель гладкотрубный;

14) вычисление тепловлажностного коэффициента процесса охлаждения и осушения воздуха

$$\epsilon = \frac{\mathcal{I}_{кон} - \mathcal{I}_{нач}}{d_{кон} - d_{нач}} 10^3,$$

где $\mathcal{I}_{кон}$ — конечная энтальпия воздуха, кДж/кг; $d_{кон}, d_{нач}$ — влагосодержание воздуха начальное и конечное, г/кг;

15) расчет коэффициента влаговываждения

$$\xi = \frac{\mathcal{I}_{нач} - \mathcal{I}_{кон}}{c (t_{нач} - t_{кон})},$$

где ξ — коэффициент влаговываждения; c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·K);

16) определение удельной холодопроизводительности q_0 (в кДж/кг) и осушающей способности Δd (в г/кг) воздухоохладителя

$$q_0 = \mathcal{I}_{\text{нач}} - \mathcal{I}_{\text{кон}} = c \xi (t_{\text{нач}} - t_{\text{п.кон}}); \Delta d = d_{\text{нач}} - d_{\text{кон}}.$$

В отчете о выполненной работе необходимо представить схему лабораторного стенда, построенного на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процесса охлаждения и осушения воздуха, а также таблицу с данными выполненных измерений и расчетов (табл. 29).

Таблица 29

Параметр	$t_{\text{нач}},$ °C	$t_{\text{п.нач}},$ °C	$\mathcal{I}_{\text{нач}},$ кДж/кг	$d_{\text{нач}},$ г/кг	$t_{\text{п.нач}},$ °C	$t_{\text{п.кон}},$ °C
----------	-------------------------	---------------------------	---------------------------------------	---------------------------	---------------------------	---------------------------

Значение

Продолжение табл. 29

Параметр	$t_{\text{кон}},$ °C	$t_{\text{п.кон}},$ °C	$\mathcal{I}_{\text{кон}},$ кДж/кг	$d_{\text{кон}},$ г/кг	$\mathcal{I}_{\text{п.кон}},$ кДж/кг
----------	-------------------------	---------------------------	---------------------------------------	---------------------------	---

Значение

Продолжение табл. 29

Параметр	$\Delta d,$ г/кг	$\eta_{\text{ц}}$	τ_0	ξ	$\varepsilon,$ кДж/кг	$q_0,$ кДж/кг
----------	---------------------	-------------------	----------	-------	-----------------------	---------------

Значение

ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА АДСОРБЕНТАМИ

Цель работы: построение процессов осушения воздуха адсорбентами, определение тепловлажностных коэффициентов процессов осушения, а также количества влаги, отводимой от 1 кг воздуха.

Лабораторный стенд состоит из сушильной камеры, камеры датчиков, центробежного вентилятора, системы воздуховодов и щита управления (рис. 42).

Сушильная камера представляет собой короб из оргстекла размерами $170 \times 160 \times 160$ мм с двумя горизонтально расположенными полками. На полках установлены кассеты из металлической сетки. Кассеты заполняют различным адсорбентом. Толщина слоя может изменяться от 5 до 25 мм. Передняя стенка сушильной камеры выполнена в виде съемной (передвижной) заслонки для свободного доступа к кассетам с адсорбентом.

В камере датчиков размещены три термобаллона манометрического прибора фирмы «Данфосс» для измерения температуры и относительной влажности воздуха.

Стенд может работать в режимах осушения воздуха, циркулирующего по замкнутому циклу, и осушения воздуха, поступающего из лаборатории. Для осушения воздуха, поступающего из лаборатории, стенд оборудован воздушными заслонками.

При осушении воздуха используются силикагели КСМ (крупный силикагель мелкопористый), МСС (мелкий силикагель среднепористый), ШСҚ, ШСС и ШСМ (силикагель шихта, крупно-,

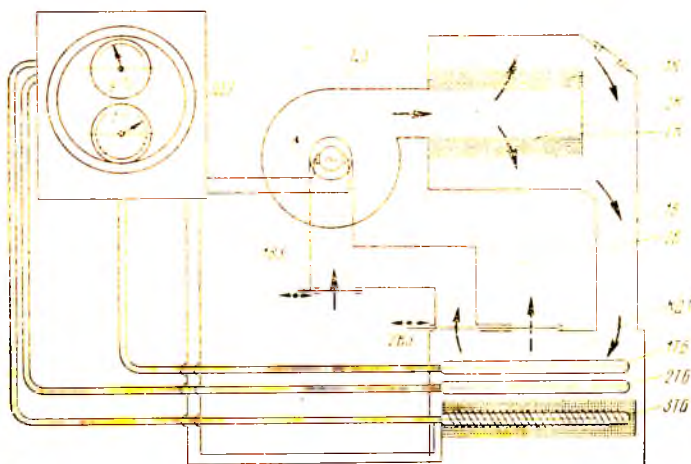


Рис. 42. Лабораторный стенд для изучения процессов осушения воздуха адсорбентами:

ШУ — щит управления; ЦВ — центробежный вентилятор; 1К, 2К — кассеты с адсорбентом; СК — сушильная камера; 1В, 2В — воздухопроводы; КДТ — камера датчиков температуры; 1ТБ, 2ТБ, 3ТБ — термобаллоны манометрической системы для контроля температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам; 1ВЗ, 2ВЗ — воздушные заслонки

средне- и мелкопористый), обладающие различной пористостью и осушающей способностью, а также цеолиты КА и НА, характеризующиеся различной осушающей способностью.

Порядок выполнения работы:

- 1) включение щита управления;
- 2) измерение начальных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 3) установка в сушильной камере кассет с адсорбентом (предварительно определяется толщина адсорбирующего слоя);
- 4) включение вентилятора на период, необходимый для достижения установившихся значений параметров воздуха;
- 5) отключение вентилятора; измерение конечных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 6) подготовка стенда к следующему опыту по осушению воздуха (при другой толщине адсорбирующего слоя) — открытие воздушной заслонки для выравнивания параметров воздуха внутри стенда и окружающей среды;

7) измерение (через 5—10 мин) температуры и относительной влажности воздуха (параметры принимаются за начальные для опыта № 2);

8) установка в сушильной камере кассет с тем же видом адсорбента, но с другой толщиной адсорбирующего слоя¹;

9) включение вентилятора на период, необходимый для достижения установившихся значений параметров;

10) отключение вентилятора; измерение конечных параметров воздуха;

11) отключение питания щита управления;

12) построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме процессов осушения воздуха адсорбентом при различной толщине адсорбирующего слоя; определение энтальпии и влагосодержания воздуха до и после осушения;

13) расчет удельной осушающей способности Δd (в г/кг) адсорбера;

14) определение тепловлажностных коэффициентов ε_1 и ε_2 и сравнение их значений.

В отчете о выполненной работе необходимо представить схему лабораторного стенда, построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме лучей процесса осушения воздуха адсорбентами, а также таблицу с данными выполненных измерений и расчетов (табл. 30),

Таблица 30

Параметр	t_1 , °C	φ_1 , %	$\delta_{\text{адс}}$, мм	$\mathcal{I}_1$, кДж/кг	d_1 , г/кг	$\mathcal{I}_2$, кДж/кг	d_2 , г/кг	ε , кДж/кг
Значение	При толщине $\delta_{\text{адс}} = \delta_1$							
Значение	При толщине $\delta_{\text{адс}} = \delta_2$							

XI. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО ИЗУЧЕНИЮ ОБОРУДОВАНИЯ КОНДИЦИОНЕРОВ

ПОВЕРХНОСТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ

Цель работы: ознакомление с видами оребрения, применяемого в поверхностных теплообменных аппаратах кондиционеров, измерение геометрических характеристик оребренных поверхностей; определение геометрических характеристик аппаратов с оребренной поверхностью.

На стендах показаны реальные образцы оребрения (спирально-навивное оребрение — стальные оцинкованные трубы, оребрение целыми и разрезанными стальными спирально-навивными

¹ Для осушения воздуха можно использовать другие виды адсорбентов.

лентами с различной высотой и шагом ребер; пластинчатое оребрение — стальные оцинкованные и медные трубы с насаженными на них латунными, медными и алюминиевыми ребрами с различным шагом ребер, гладкой и рифленой поверхностью; спирально-накатное оребрение — накатные стальные, алюминиевые и медные трубы с различным шагом, высотой и толщиной ребра; спирально-петельчатое оребрение — стальные оцинкованные и мед-

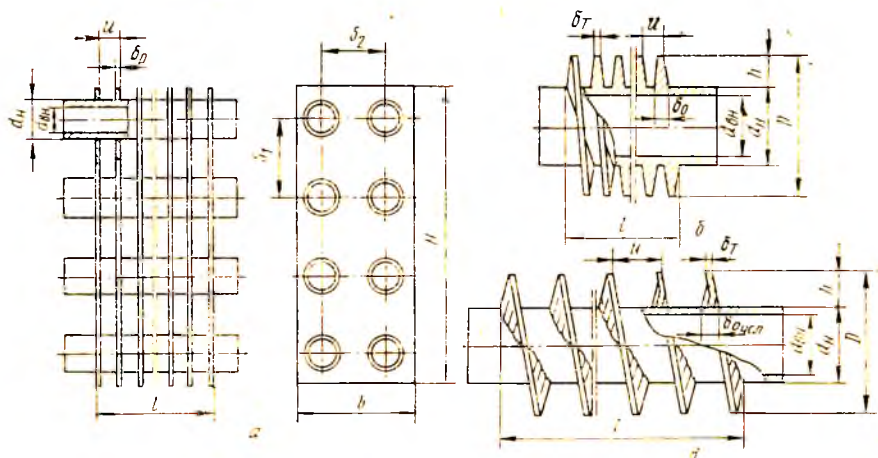


Рис. 43. Схемы оребренных поверхностей:

а — с пластинчатым оребрением; б — со спирально-накатным оребрением; в — со спирально-навивным оребрением

ные трубы, оребренные спирально-навивной стальной или медной проволокой; внутреннее оребрение-медные трубы с пяти-, восьми- и десятиканальным оребрением, а также элементы конструкций оребренных воздухоохладителей.

В качестве реальных образцов представлены воздухоохладители и конденсаторы бытовых кондиционеров «Нева», «Донбасс» и БК-1500, а также воздухоохладитель и конденсатор шкафного автономного кондиционера КТА-3;15.

На плакатах приведены технологические схемы изготовления оребренных воздухоохладителей и конденсаторов шкафных автономных кондиционеров, а также оборудование, входящее в автоматические линии их изготовления.

После ознакомления с конструкциями аппаратов и видами их оребрения студенты определяют геометрические характеристики оребренных поверхностей воздухоохладителя бытового автономного кондиционера БК-1500 (пластинчатое оребрение и коридорное расположение трубок), конденсатора шкафного автономного кондиционера (спирально-накатное оребрение) и воздухонагревателя центрального секционного кондиционера (спирально-навивное оребрение). Типы рассматриваемых оребренных поверхностей приведены на рис. 43.

Определение геометрических характеристик оребренных поверхностей:

воздухоохладитель с пластинчатым оребрением — диаметр трубки d_n , толщина ребра δ_p , шаг ребер U , высота H и ширина b пластины (ребра), шаг трубок S_1 в плоскости, перпендикулярной направлению движения воздуха, количество трубок n , охватываемых одной пластиной, общее количество трубок N и длина одной трубки l ;

конденсатор со спирально-накатным оребрением — диаметр трубки d_n , толщина ребра у торца δ_τ и основания δ_o , шаг ребер U , высота ребра h , количество трубок n и длина трубки l , средняя толщина ребра $\delta_{cp} = (\delta_\tau + \delta_o)/2$ и диаметр D , учитывающий высоту ребра ($D = d_n + 2h$);

воздухонагреватель со спирально-навивным оребрением — диаметр трубки d_n , толщина ребра у основания $\delta_{o_{у.с.}}$ и торца δ_τ , шаг ребер U , высота ребра h , количество трубок n , длина трубки l , диаметр $D = d_n + 2h$;

Определение геометрических характеристик аппаратов с оребренной поверхностью: площадь поверхности ребер F_p , площадь наружной поверхности трубок, свободная от ребер, F_{mp} , полная площадь теплопередающей поверхности F_{op} , площадь живого сечения $F_{ж.с.}$, коэффициент оребрения β_{op} .

Площадь F_p , F_{mp} и $F_{ж.с.}$ рассчитывают по следующим формулам:

аппарат с пластинчатым оребрением

$$F_p = 2 \left(\frac{bH}{n_1} - 0,785d_n^2 \right) \frac{1}{U}; \quad (109)$$

$$F_{mp} = 3,14d_n \left(1 - \frac{\delta_p}{U} \right); \quad (110)$$

$$F_{ж.с.} = f_{фр} \frac{(S_1 - d_n)(U - \delta_p)}{S_1 U},$$

где $f_{фр}$ — площадь поперечного сечения аппарата, m^2 ;

аппарат со спирально-накатным оребрением

$$F_p = 0,785 (D^2 - d_n^2) \frac{2}{U}, \quad m^2/m;$$

$$F_{mp} = 3,14d_n \left(1 - \frac{\delta_o}{U} \right) \quad m^2/m;$$

$$F_{ж.с.} = f_{фр} \left(1 - \frac{d_n + 2h\delta_{cp}/U}{S_1} \right), \quad m^2;$$

аппарат со спирально-навивным оребрением

$$F_p = 0,785 [D^2 - (D - 0,8h)^2] \frac{2}{U} + 3,14 (d_n + 1,2h) \frac{1,2}{U}, \quad m^2/m;$$

$$F_{\text{мр}} = 3,14 \left(d_{\text{н}} - \frac{D\delta_{\text{т}}}{U} \right), \text{ м}^2/\text{м};$$

$$F_{\text{ж.с}} = f_{\text{фр}} \left(1 - \frac{d_{\text{н}} + 4,4h\delta_{\text{т}}/U}{S_1} \right), \text{ м}^2.$$

Полную площадь теплопередающей поверхности аппаратов с любой оребренной поверхностью и коэффициент оребрения определяют по формулам:

$$F_{\text{ор}} = F_{\text{р}} + F_{\text{мр}};$$

$$\beta_{\text{ор}} = \frac{F_{\text{ор}}}{F_{\text{вн}}},$$

где $F_{\text{вн}}$ — площадь внутренней поверхности трубок, $\text{м}^2/\text{м}$.

По известным значениям площадей $F_{\text{р}}$ и $F_{\text{мр}}$, количества трубок и длины одной трубки рассчитывают площадь теплопередающей поверхности аппаратов

$$F = F_{\text{ор}} n l.$$

Расчетное значение F сравнивают со значением F , приведенным в паспортных данных теплообменных аппаратов, и определяют процент ошибки измерений и расчетов.

Данные измерений и расчетов сводят в таблицы (табл. 31, 32).

Т а б л и ц а 31

Параметр	$d_{\text{н}}, \text{ мм}$	$\delta_{\text{р}}, \text{ мм}$	$U, \text{ мм}$	$H, \text{ мм}$	$b, \text{ мм}$	$S_1, \text{ мм}$	$n, \text{ шт.}$	$l, \text{ м}$
----------	----------------------------	---------------------------------	-----------------	-----------------	-----------------	-------------------	------------------	----------------

Аппарат с пластинчатым оребрением

Значение

Продолжение табл. 31

Параметр	$F_{\text{р}}, \text{ м}^2/\text{м}$	$F_{\text{мр}}, \text{ м}^2/\text{м}$	$F_{\text{ж.с}}, \text{ м}^2$	$F_{\text{ор}}, \text{ м}^2/\text{м}$	$F_{\text{вн}}, \text{ м}^2/\text{м}$	$F, \text{ м}^2$	$\beta_{\text{ор}}$
----------	--------------------------------------	---------------------------------------	-------------------------------	---------------------------------------	---------------------------------------	------------------	---------------------

Аппарат с пластинчатым оребрением

Значение

Т а б л и ц а 32

Параметр	$d_{\text{н}}, \text{ мм}$	$\delta_{\text{о}}, \text{ мм}$	$\delta_{\text{ср}}^*, \text{ мм}$	$U, \text{ мм}$	$h, \text{ мм}$	$D, \text{ мм}$	$S_1, \text{ мм}$	$n, \text{ шт.}$
----------	----------------------------	---------------------------------	------------------------------------	-----------------	-----------------	-----------------	-------------------	------------------

Аппарат со спирально-накатным оребрением или аппарат со спирально-навивным оребрением

Значение

Параметр	$l, \text{ м}$	$F_{\text{р}}, \text{ м}^2/\text{м}$	$F_{\text{мр}}, \text{ м}^2/\text{м}$	$F_{\text{ж.с}}, \text{ м}^2$	$F_{\text{ор}}, \text{ м}^2/\text{м}$	$F_{\text{нп}}, \text{ м}^2/\text{м}$	$F, \text{ м}^2$	$\delta_{\text{ор}}$
----------	----------------	--------------------------------------	---------------------------------------	-------------------------------	---------------------------------------	---------------------------------------	------------------	----------------------

Аппарат со спирально-накатным оребрением или аппарат со спирально-навивным оребрением

Значение

* Для аппарата со спирально-навивным оребрением — $\delta_{\text{т}}$ (толщина ребра у торца).

ПОВЕРХНОСТНЫЙ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛЬ

Цель работы: определение коэффициента теплопередачи поверхностного воздушонагревателя.

Лабораторная установка (рис. 44) состоит из воздушонагревателя с пластинчатым оребрением, двух осевых вентиляторов,

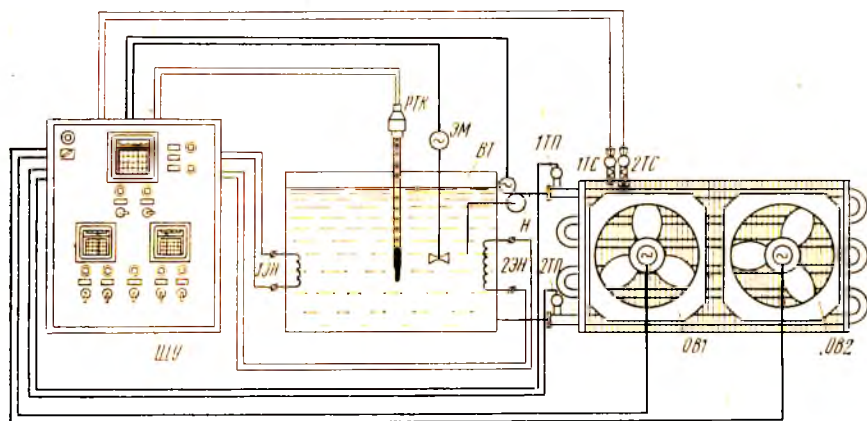


Рис. 44. Лабораторный стенд для определения коэффициента теплопередачи поверхностного воздушонагревателя:

ЩУ — щит управления; 1ЭН, 2ЭН — электронагреватели водяного термостата; РТК — ртутный показывающий термометр с контактным устройством; 3М — электродвигатель мешалки; ВТ — водяной термостат; Н — насос для воды; 1ТП, 2ТП — термодатчики для контроля температуры воды; 1ТС, 2ТС — термометры сопротивления для контроля температуры воздуха; ОВ₁, ОВ₂ — вентиляторы осевые

водяного термостата, насоса и трубопроводов для подачи и отвода воды из воздушонагревателя, щита управления. Установка оснащена контрольно-измерительными приборами (ртутным контактным термометром для автоматического поддержания заданной температуры воды, подаваемой в воздушонагреватель, термодатчиками и автоматическими потенциометрами для контроля температуры воды, термометрами сопротивления и автоматическим мостом для контроля за температурой воздуха до и после

нагревания, анемометром для измерения скорости движения воздуха).

Порядок выполнения работы:

1) определение габаритных размеров воздухонагревателя и геометрических характеристик оребренной поверхности и составление схемы присоединения трубопроводов воды;

а) измерение габаритных размеров воздухонагревателя (длины l , высоты H и глубины b);

б) определение геометрических характеристик оребренной поверхности: наружного диаметра трубки d_n , толщины ребра δ_r , шага ребер U ;

в) составление схемы присоединения трубопроводов воды к воздухонагревателю;

2) включение водяного термостата, контактный термометр которого предварительно настраивается на заданную температуру подаваемой воды ($40\text{--}90^\circ\text{C}$), и вывод его на заданный режим работы;

3) измерение начального значения температуры воздуха;

4) включение вентиляторов;

5) измерение скорости движения воздуха на выходе из воздухонагревателя (для большей точности замеры выполняются термоанемометром в четырех точках площади фронтального сечения воздухонагревателя; затем определяется среднее значение скорости $\omega_{\text{ср}}$);

6) определение количества воздуха с учетом скорости $\omega_{\text{ср}}$ и площади $F_{\text{фр}}$ фронтального сечения воздухонагревателя;

7) включение насоса для подачи воды в воздухонагреватель и проведение режима нагревания воздуха в течение $20 \dots 30$ мин;

8) измерение конечного значения температуры воздуха; измерение температуры воды, подаваемой в воздухонагреватель и выходящей из него;

9) отключение насоса, водяного термостата, вентиляторов и щита управления;

10) определение теплопроизводительности Q_n в (кВт) воздухонагревателя с учетом разности между температурами воздуха

$$Q_n = V \rho c (t_2 - t_1);$$

11) расчет площади $F_{\text{ор}}$ теплопередающей поверхности воздухонагревателя как суммы площадей F_p и $F_{\text{мр}}$, определяемых по формулам (109), (110);

12) расчет среднего арифметического температурного напора

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{t_{w_1} + t_{w_2}}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2},$$

где t_{w_1}, t_{w_2} — температура воды, подаваемой в воздухонагреватель и выходящей из него, $^\circ\text{C}$;

13) определение коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{Q_n \cdot 10^3}{F_{\text{оп}} \Delta t_{\text{ср}}}.$$

Данные наблюдений и расчетов заносят в таблицу, составленную по форме (табл. 33).

Таблица 33

Параметр	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{ж}}, ^\circ\text{C}$	$\omega_{\text{ср}}, \text{м/с}$	$V, \text{м}^3/\text{с}$	$F, \text{м}^2$	$\Delta t_{\text{ср}}, ^\circ\text{C}$	$Q_n, \text{кВт}$	$k, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$
Значение										

ПАРОВОЙ ТЕРМОРАДИАЦИОННЫЙ УВЛАЖНИТЕЛЬ

Цель работы: расчет максимальной увлажняющей способности парового терморadiaционного увлажнителя и его коэффициента полезного действия при заданной производительности по воздуху.

Лабораторный стенд показан на рис. 40.

Порядок выполнения работы:

- 1) включение питания щита управления и кварцевых ламп увлажнителя;
- 2) включение вентилятора;
- 3) измерение начальных значений температуры и относительной влажности воздуха;
- 4) полное открытие заслонки для подачи пара и контроль за показаниями измерителя температуры и относительной влажности воздуха;
- 5) закрытие заслонки, отключение вентилятора и питания щита управления при достижении установившихся параметров воздуха;
- 6) графическое определение с помощью $\mathcal{I}-d$ -диаграммы начального и конечного влагосодержания воздуха;
- 7) расчет увлажняющей способности G_n (в кг/с)

$$G_n = V \rho (d_2 - d_1) 10^{-3},$$

где V — производительность вентилятора по воздуху, $\text{м}^3/\text{с}$ ($V=0,042 \text{ м}^3/\text{с}$);

- 8) определение количества теплоты, необходимой для испарения 1 кг воды,

$$q_{\text{исп}} = r_{100} + c_w (t_{\text{пов}} - t_{\text{ж}}),$$

где r_{100} — скрытая теплота испарения воды при 100°C , кДж/кг ($r_{100} =$

$= 2257,3$ кДж/кг); $t_{\text{пов}}$ — температура испарения воды, °С ($t_{\text{пов}} = 100^\circ\text{C}$);
 t_{w_y} — температура воды, поступающей в увлажнитель, °С ($t_{w_y} = 20^\circ\text{C}$);

9) расчет коэффициента полезного действия увлажнителя

$$\eta_y = \frac{G_{\text{п}} q_{\text{исп}}}{N_{\text{изл}}},$$

где $N_{\text{изл}}$ — общая мощность кварцевых ламп, кВт ($N_{\text{изл}} = 1$ кВт);

10) сравнение полученного значения коэффициента полезного действия с коэффициентами паровых увлажнителей других конструкций; анализ значений коэффициентов полезного действия и габаритных размеров паровых увлажнителей; выбор наиболее совершенных из них для внедрения в системы технологического кондиционирования воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности.

В отчете о выполненной работе необходимо представить расчет увлажняющей способности и коэффициента полезного действия терморадияционного увлажнителя, провести сравнительный анализ паровых увлажнителей, в том числе и увлажнителя данной конструкции, дать рекомендации по промышленному внедрению наиболее прогрессивных конструкций паровых увлажнителей.

АВТОНОМНЫЙ АГРЕГАТНЫЙ КОНДИЦИОНЕР

Цель работы: ознакомление с устройством автономного агрегатного кондиционера (с раздельным исполнением); определение его производительности по воздуху, тепло- и холодопроизводительности, осушающей способности, а также давления воздуха, выходящего из кондиционера.

Установка состоит из автономного агрегатного кондиционера, смонтированного в стену лаборатории на подставке с виброоснованием, щитов управления и контроля.

В состав автономного агрегатного кондиционера (рис. 45) входят воздухообрабатывающий и компрессорно-конденсаторный агрегаты. Воздухообрабатывающий агрегат состоит из фильтра для очистки воздуха от пыли, воздухоохладителя, воздухонагревателя, центробежного вентилятора и приточной воздухораспределительной решетки, а компрессорно-конденсаторный агрегат — из герметичного компрессора, конденсатора, осевого вентилятора, дросселирующего устройства и фильтра-осушителя. Воздухообрабатывающий и компрессорно-конденсаторный агрегаты соединены между собой трубками для подачи жидкого хладагента в воздухоохладитель и выхода паров хладагента из него.

Воздухоохладитель и конденсатор кондиционера представляют собой поверхностные теплообменные аппараты с пластинчатым оребрением.

Электрический воздухонагреватель кондиционера выполнен из трех трубчатых электронагревателей мощностью по 0,7 кВт.

На щите управления установлены контрольно-измерительные приборы (ртутные термометры типа ТТ и гигрометры типа ГП для измерения температуры и относительной влажности воздуха;

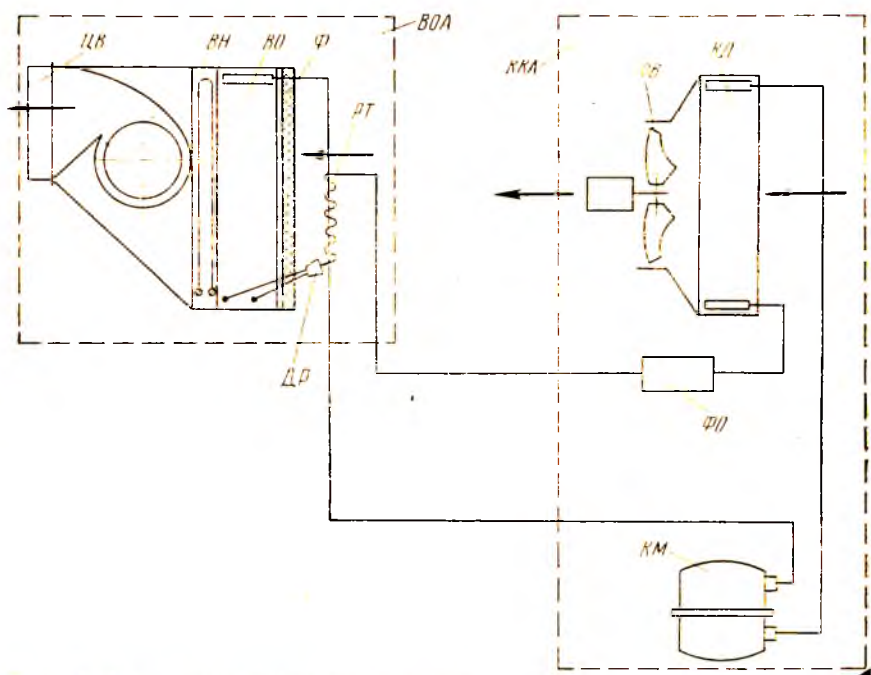


Рис. 45. Схема агрегатного кондиционера:

ВОА — воздухообрабатывающий агрегат; ККА — компрессорно-конденсаторный агрегат; ЦВ — вентилятор центробежный; ВН — воздухонагреватель; ВО — воздухоохладитель; Ф — фильтр; РТ — регенеративный теплообменник; ДР — дроссельное устройство; КД — конденсатор; ФО — фильтр-осушитель; КМ — компрессор термометрический

пневмометрические трубки и микроманометр для измерения давления воздуха, аспирационный психрометр с электроприводом для контроля работы показывающих гигрометров, манометрическое термореле типа ТР для автоматического включения электрического воздухонагревателя и компрессора, лабораторные весы типа ТЛК для измерения массы выпавшего конденсата), а на щите контроля — вторичные приборы показывающих гигрометров и автоматический потенциометр.

Перед выполнением лабораторной работы необходимо ознакомиться с устройством кондиционера, а также с приборами контроля и регулирования параметров воздуха.

Порядок проведения работы:

1) подсоединение к приточной решетке кондиционера направляющего короба;

2) включение питания щитов управления и контроля, а также вентилятора воздухообрабатывающего агрегата;

3) измерение начальных значений температуры и относительной влажности воздуха;

4) определение среднего давления воздуха, выходящего из кондиционера,

$$p_{\text{ср}} = 9,81 \frac{\Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3}{3} K_m, \quad (111)$$

где $\Delta h_1, \Delta h_2, \Delta h_3$ — отсчет по шкале микроманометра (по результатам трех замеров), мм; K_m — постоянный множитель микроманометра (значения K_m нанесены на дугообразную стойку прибора);

5) определение атмосферного давления p_0 по показаниям барометра;

6) определение плотности влажного воздуха, выходящего из кондиционера, по формуле (8);

7) определение скорости движения воздуха, выходящего из кондиционера,

$$\omega_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{2p_{\text{ср}}}{\rho_{\text{в}}}}; \quad (112)$$

8) расчет производительности кондиционера по воздуху

$$V = \omega_{\text{ср}} ab,$$

где a, b — размеры приточного патрубка кондиционера, м;

9) включение воздушонагревателя;

10) наблюдение за показаниями термометров, контролирующих температуру воздуха, входящего в кондиционер и выходящего из него, и определение установившегося значения температуры воздуха;

11) отключение вентилятора и воздушонагревателя;

12) определение теплопроизводительности кондиционера

$$Q_{\text{нагр}} = V \rho c (t_2 - t_1),$$

где ρ — плотность сухого воздуха при начальной температуре и атмосферном давлении, измеренном по барометру, кг/м³; t_2, t_1 — температура воздуха после и до нагревания, °C;

13) доведение с помощью воздушонагревателя, включенного в режим автоматического управления, установившегося значения температуры воздуха в помещении¹;

¹ Терморегулятор воздушонагревателя настроен на температуру $t_{\text{в}} = 22^\circ\text{C}$; в установившемся режиме колебания температуры воздуха в помещении не превышают $\pm 1^\circ\text{C}$.

14) доведение с помощью парового увлажнителя¹ установившегося значения относительной влажности воздуха²;

15) отключение воздухонагревателя и парового увлажнителя; включение компрессора и осевого вентилятора и замер t_1 ;

16) контроль за температурой и относительной влажностью воздуха, входящего в кондиционер и выходящего из него, и определение t_2 , характеризующего достижение установившихся параметров воздуха;

17) определение с помощью $\mathcal{I}-d$ -диаграммы энтальпии и влагосодержания воздуха по известным начальным и конечным значениям температуры и относительной влажности;

18) расчет холодопроизводительности и осушающей способности кондиционера

$$Q_0 = V_p (\mathcal{I}_3 - \mathcal{I}_4);$$

$$W_{\text{осуш}} = V_p (d_3 - d_4) 10^{-3},$$

где $\mathcal{I}_3, \mathcal{I}_4$ — энтальпии при начальных и конечных параметрах воздуха при его охлаждении, кДж/кг; d_3, d_4 — влагосодержание при начальных и конечных параметрах воздуха при его охлаждении, г/кг;

19) определение массы выпавшего конденсата

$$G_k = G_{\text{сб}'} - G_{\text{сб}},$$

где $G_{\text{сб}'}$, $G_{\text{сб}}$ — масса сборника после и до опыта, г;

20) определение осушающей способности кондиционера по массе выпавшего конденсата

$$W'_{\text{осуш}} = \frac{G_k}{\Delta t} 10^{-3},$$

где Δt — период работы воздухоохладителя, с;

21) сравнение значений $W_{\text{осуш}}$ и $W'_{\text{осуш}}$ и определение расхождения $W_{\text{осуш}} - W'_{\text{осуш}}$ (в %).

В отчете о выполненной работе необходимо представить схему кондиционера, объяснить его устройство и методику проведения опытов, а также составить таблицы с данными выполненных измерений и расчетов (табл. 34, 35, 36).

Таблица 34

Параметр	Δh_1 , мм	Δh_2 , мм	Δh_3 , мм	$P_{\text{иср}}$, Па	t , °C	φ , %	P_0 , мм рт.ст.	ρ_a , кг/м ³	$\omega_{\text{эф}}$, м/с	V , м ³ /с
----------	-------------------	-------------------	-------------------	-----------------------	----------	---------------	-------------------	------------------------------	----------------------------	-------------------------

Значение

¹ Паровой увлажнитель не входит в состав кондиционера; доведение значения относительной влажности воздуха до заданного осуществляется с помощью автономного парового увлажнителя.

² Влагорегулятор настроен на относительную влажность $\varphi_v = 60\%$; в установившемся режиме колебания относительной влажности воздуха в помещении не превышают $\pm 5\%$.

Таблица 35

Параметр	$V, \text{ м}^3/\text{с}$	Температура воздуха, °С		$\rho, \text{ кг/м}^3$	$Q_{\text{нагр}}, \text{ кВт}$
		на входе	на выходе		

Значение

Таблица 36

Параметр	Температура, °С		Относительная влажность, %		Энтальпия, кДж/кг	
	на входе	на выходе	на входе	на выходе	на входе	на выходе

Значение

Продолжение табл. 36

Параметр	Влагодержание, г/кг		Масса конденсата, г	Холодопроизводительность $Q_{\text{в}}, \text{ кВт}$	Время, с	Осушающая способность, кг/с	
	на входе	на выходе				$W_{\text{осуш}}$	$W'_{\text{осуш}}$

Значение

ЭЖЕКЦИОННЫЙ КОНДИЦИОНЕР-ДОВОДЧИК

Цель работы: ознакомление с устройством эжекционного кондиционера-доводчика, определение его характеристик и построение на $\mathcal{I}-d$ -диаграмме схемы обработки воздуха.

Эжекционные кондиционеры-доводчики, являясь местными аппаратами тепловлажностной обработки воздуха, предназначены для доведения параметров воздуха, подаваемого центральным кондиционером, до заданных, рекомендуемых комфортными условиями.

В состав лабораторного стенда входят эжекционный кондиционер-доводчик, водяной термостат, насос для воды, термостат для первичного воздуха и щит управления (рис. 46).

Эжекционный кондиционер-доводчик состоит из камеры первичного воздуха, панели с эжектирующими соплами, воздушного фильтра, поверхностного теплообменника, клапана для регулирования расхода первичного воздуха, смесительной камеры и патрубка для приточного воздуха.

Камера первичного воздуха служит для создания избыточного статического давления перед соплами. Внутренняя сторона камеры покрыта шумопоглощающей мастикой, а нижняя ее часть — дополнительно поропластом. Внутри камеры расположена распределительная труба, продольный паз которой закрыт

клапаном для регулирования расхода первичного воздуха. Концы распределительной трубы выступают из торцовых стенок камеры. На одном конце распределительной трубы закреплена заглушка, а на другом — патрубок, соединяющий эжекционный кондиционер-доводчик с каналом подачи первичного воздуха.

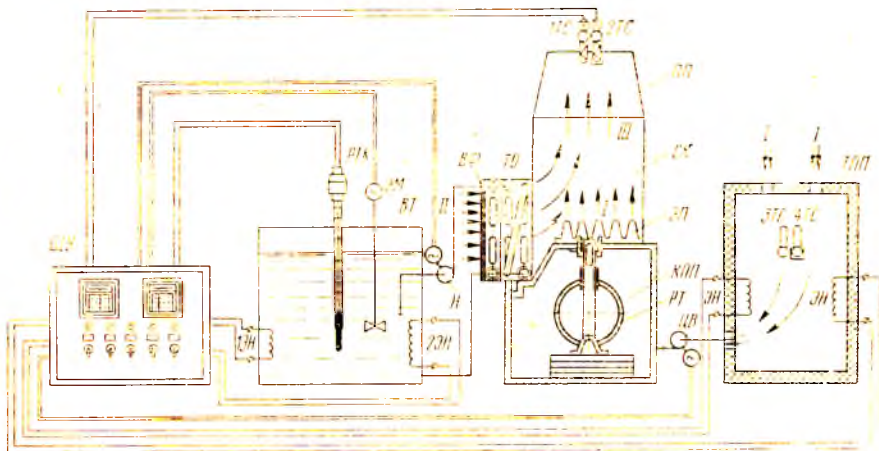


Рис. 46. Лабораторный стенд для испытания эжекционного кондиционера-доводчика:

ЩУ — щит управления; РТК — ртутный показывающий термометр с контактным устройством; ЭМ — электродвигатель мешалки; ВТ — водяной термостат; Н — насос для воды; 1ЭН, 2ЭН — электронагреватели водяного термостата; ВФ — фильтр воздушный; ТО — теплообменник; ЭП — панель с эжектирующими соплами; ПП — приточный патрубков; ТТС, 2ТС — термометры сопротивления для контроля температуры приточного воздуха; СК — смесительная камера; КПП — камера первичного воздуха; РТ — распределительная труба; ЦВ — центробежный вентилятор; ЭН — электронагреватели термостата первичного воздуха; ТПП — термостат первичного воздуха; 3ТЭ, 4ТЭ — термометры сопротивления для контроля температуры первичного воздуха; I — первичный воздух; II — вторичный воздух; III — приточный воздух

Панель с эжектирующими соплами расположена над камерой первичного воздуха, образуя нижнюю часть смесительной камеры.

Панель с соплами выполнена из полиэтилена, что способствует глушению шума, который создается струями первичного воздуха, выходящего из сопл.

Воздушный фильтр установлен перед теплообменником и представляет собой капроновое сито малого сопротивления, концы которого заделаны в планки и крепятся к фланцам теплообменника.

Поверхностный двухрядный теплообменник изготовлен из медных труб с пластинчатым алюминиевым оребрением.

Изменение количества воздуха с помощью тяги, выведенной в смесительную камеру, осуществляется клапаном первичного воздуха, а изменение положения тяги — гайкой. При вращении

гайки ключом по часовой стрелке расход первичного воздуха уменьшается, при вращении против часовой стрелки — увеличивается.

Смесительная камера предназначена для смешивания потоков первичного и вторичного (обработанного в теплообменнике) воздуха.

В патрубке для приточного воздуха формируется воздушный поток, выходящий из смесительной камеры, и подается в помещение в заданном направлении.

Нагревательная система стенда состоит из термостата для нагревания воды, теплообменника эжекционного кондиционера-доводчика и трубопроводов для циркуляции воды. Вода в термостате нагревается двумя трубчатыми электронагревателями мощностью 700 и 300 Вт: первый предназначен для нагревания воды и доведения ее температуры до заданной, второй — для поддержания температуры воды на заданном уровне.

В лабораторном стенде центральный кондиционер отсутствует, и поток первичного воздуха поступает из воздушного термостата, оборудованного приборами для поддержания постоянных параметров. Первичный воздух из воздушного термостата по воздуховоду и входному патрубку подается через паз подводящей трубы в камеру первичного воздуха. Из нее воздух через отверстия в панели с эжектирующими соплами в виде отдельных струй поступает в смесительную камеру, создавая в ней разрежение. В результате действия струй в смесительную камеру засасывается воздух из помещения со стороны теплообменника (вторичный воздух). Смесь воздуха подается в помещение.

Щит управления предназначен для дистанционного включения оборудования стенда, сигнализации его работы и автоматического контроля за параметрами воздуха.

Для дистанционного управления электродвигателями вентилятора, мешалки и насоса служат тумблеры и сигнальные лампы.

При дистанционном контроле за температурой и относительной влажностью обрабатываемого воздуха используются автоматические самонивелирующие мосты. В качестве датчиков (первичных измерителей параметров) служат платиновые термометры сопротивления, контролирующие температуру воздуха по сухому и мокрому термометрам.

Местный контроль за температурой и относительной влажностью первичного воздуха (в термостате) и воздуха внутри помещения осуществляется психрометрами типа ПБ. Температура воды, циркулирующей в трубах теплообменника, измеряется спиртовыми термометрами типа ТС.

Для регулирования температуры воды предназначен ртутный термометр с контактным термометром.

Кроме того, лабораторный стенд оснащен пневмометрическими трубками и микроманометром для измерения давления при-

точного воздуха, барометром — для измерения давления атмосферного воздуха.

Основными характеристиками эжекционного кондиционера-доводчика являются производительность по воздуху (общая и по первичному воздуху), тепло- и холодопроизводительность.

Перед проведением работы по определению характеристик эжекционного кондиционера-доводчика необходимо ознакомиться с устройством аппарата и назначением его элементов, а также определить диаметры воздуховода первичного воздуха и приточного патрубка, диаметр эжектирующего сопла в панели, которая является съемной. В ней могут быть размещены сопла диаметром 3,5; 4,5 и 5,5 мм. При этом общее количество сопел остается постоянным и равным 120.

Порядок проведения работы:

1) измерение начальных значений температуры и относительной влажности первичного и вторичного воздуха;

2) включение питания щита управления и водяного термостата и вывод термостата на заданный режим работы¹;

3) установка клапана первичного воздуха в определенном положении и включение вентилятора;

4) определение давления первичного и приточного воздуха по формуле (111);

5) определение атмосферного давления по показаниям барометра;

6) расчет плотности $\rho_{в1}$ первичного и $\rho_{вп}$ приточного воздуха с учетом формул (8) и (7);

7) определение скорости движения первичного и приточного воздуха по формуле (112);

8) определение производительности кондиционера-доводчика по воздуху:

общей производительности

$$V = \omega_{п} \frac{\pi d_{п}^2}{4};$$

производительности по первичному воздуху

$$V_1 = \omega_1 \frac{\pi d_1^2}{4},$$

где $d_{п}$ — диаметр приточного патрубка, м; d_1 — диаметр воздуховода для подачи первичного воздуха, м;

9) сравнение значений V_1 и $V_{1рек}$

$$V_{1рек} = (0,005 \dots 0,01) n_{л},$$

¹ Рекомендуемая температура воды в режиме нагревания воздуха составляет 30—70°C.

где 0,005 ... 0,01 — количество наружного воздуха, подаваемого в помещение на одного человека, м³/с; n_1 — количество людей, одновременно находящихся в лаборатории.

Если при сравнении V_I и $V_{I_{рек}}$ окажется, что $V_I < V_{I_{рек}}$, то клапан для регулирования количества первичного воздуха открывают до положения, когда $V_I = V_{I_{рек}}$ (при этом гайку торцовым ключом вращают против часовой стрелки);

10) определение производительности по вторичному воздуху

$$V_{II} = V - V_I;$$

11) определение коэффициента эжекции

$$K_3 = \frac{V - V_I}{V_I};$$

12) включение насоса для подачи воды в воздухонагреватель и проведение режима нагревания воздуха в теплообменнике (в течение 20 ... 30 мин);

13) измерение конечного значения температуры воздуха за теплообменником;

14) отключение насоса, водяного термостата, вентиляторов и щита управления;

15) определение теплопроизводительности кондиционера-доводчика с учетом разности между температурами воздуха до и после нагревания;

16) сравнение расчетных значений V , V_I , K_3 и $Q_{нагр}$ с паспортными данными кондиционера-доводчика.

Перед построением на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схемы обработки воздуха составляют тепловой и влажностный балансы кондиционируемого помещения, а также рассчитывают тепловлажностные коэффициенты для теплого и холодного времени года.

При расчете теплового ΣQ и влажностного ΣW балансов, а также тепловлажностных коэффициентов ϵ_t и ϵ_x , характеризующих изменение состояния воздуха в помещении в теплое и холодное время года, используют обычную методику [4, 15, 1].

Примеры расчетов приведены в настоящем пособии (см. главы II и III).

При построении на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схемы обработки воздуха учитывают расчетные параметры внутреннего воздуха, соответствующие теплому и холодному периоду года, и постоянную температуру первичного воздуха, поступающего из воздушного термостата, в котором поддерживается определенная температура в зависимости от времени года.

В начале строится схема обработки воздуха для теплого периода. Для этого на $\mathcal{J}-d$ -диаграмму наносится точка B_t , характеризующая расчетные параметры внутреннего воздуха (рис. 47, а), и через нее проводится луч, тепловлажностный коэффициент которого равен ϵ_t . Параметры приточного воздуха определяют

по рабочей разности между энтальпиями воздуха

$$\Delta \mathcal{Y}_{p_r} = \frac{\Sigma Q_r}{V \rho_n},$$

где ΣQ_r — общее количество теплоты, поступающей в помещение в теплый период, кВт; ρ_n — плотность приточного воздуха, кг/м³.

Энтальпия приточного воздуха определяется из разности

$$\mathcal{Y}_{п_r} = \mathcal{Y}_{в_r} - \Delta \mathcal{Y}_{p_r}.$$

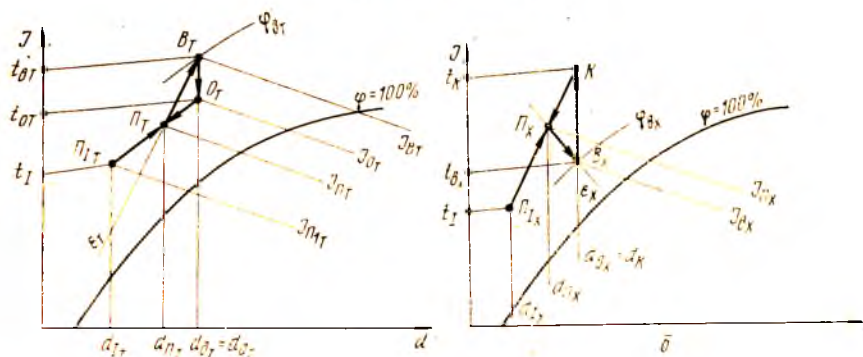


Рис. 47. Построение на $I-d$ -диаграмме схемы обработки воздуха в эжекционном кондиционере-доводчике:

a — в теплый период; b — в холодный период

На пересечении луча ϵ_r и изоэнтальпы $\mathcal{Y}_{п_r}$ находится точка $П_r$, характеризующая параметры приточного воздуха для теплого периода.

Затем при известных значениях температуры и относительной влажности первичного воздуха, замеренных при проведении опыта, находят положение точки $П_{I_r}$.

Положение точки O_r , характеризующей состояние вторичного воздуха после его охлаждения в теплообменнике эжекционного кондиционера-доводчика, определяют, соединяя точки $П_{I_r}$ и $П_r$ прямой линией, а затем продолжая ее до пересечения с вертикалью, проведенной через точку B_r .

Холодопроизводительность эжекционного кондиционера-доводчика рассчитывают по формуле

$$Q_0 = V_{п_r} \rho_{п_r} c (t_{B_r} - t_{O_r}),$$

где c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); t_{B_r} , t_{O_r} — температура вторичного воздуха, входящего в теплообменник и выходящего из него, °С.

Построение на $\mathcal{Y}-d$ -диаграмме процесса обработки воздуха в холодное время года начинается с нанесения луча, тепловлажностный коэффициент которого равен ϵ_x (рис. 47, б), проходяще-

го через точку B_x (расчетные параметры внутреннего воздуха в холодный период).

Рабочую разность между изоэнтальпами для холодного периода определяют по формуле

$$\Delta \mathcal{J}_{p_x} = \frac{\Sigma Q_x}{V \rho_{п}},$$

где ΣQ_x — общее количество теплоты, поступающей в помещение в холодный период, кВт.

По найденной разности $\Delta \mathcal{J}_{p_x}$ рассчитывается энтальпия приточного воздуха

$$\mathcal{J}_{п_x} = \mathcal{J}_{B_x} + \Delta \mathcal{J}_{p_x},$$

где $\mathcal{J}_{п_x}$, $\mathcal{J}_{B_x}$ — энтальпия воздуха соответственно приточного и внутреннего в холодный период, кДж/кг.

На пересечении изоэнтальпы $\mathcal{J}_{п_x}$ с лучом ϵ_x находится точка $П_x$, характеризующая параметры приточного воздуха для холодного периода.

Влагосодержание первичного воздуха для холодного периода определяется с помощью разности

$$\Delta d = (d_{B_x} - d_{п_x})(1 + K_a),$$

где d_{B_x} , $d_{п_x}$ — влагосодержание воздуха соответственно внутреннего и приточного в холодный период, г/кг.

$$d_{I_x} = d_{B_x} - \Delta d.$$

Зная параметры t_I и d_{I_x} , определяют положение точки $П_{I_x}$. Затем через точки $П_{I_x}$ и $П_x$ проводят прямую до пересечения с вертикалью $d_{B_x} = \text{const}$ и находят местоположение точки K . Точка K характеризует состояние воздуха на выходе из теплообменника при его нагревании, а точка B_x — на входе в теплообменник.

Следовательно, теплопроизводительность эжекционного кондиционера-доводчика равна

$$Q_{нар} = V_{п} \rho_{п} c (t_k - t_{B_x}).$$

В отчете о выполненной работе необходимо представить схему лабораторного стенда, таблицу с данными выполненных измерений и расчетов (табл. 37), а также построение на $\mathcal{J}-d$ -диаграмме схемы обработки воздуха для теплого и холодного периодов.

Параметр	$t_1, ^\circ\text{C}$	$t_2, ^\circ\text{C}$	$p_{n1}, \text{Па}$	$p_{n11}, \text{Па}$	$p_{n1}, \text{кг/м}^3$	$p_{n11}, \text{кг/м}^3$	$\omega_1, \text{м/с}$
----------	-----------------------	-----------------------	---------------------	----------------------	-------------------------	--------------------------	------------------------

Значение

Продолжение табл. 37

Параметр	$\omega_{11}, \text{м/с}$	$V, \text{м}^3/\text{с}$	$V_1, \text{м}^3/\text{с}$	K_Σ	$Q_\theta, \text{кВт}$	$Q_{\text{нагр}}, \text{кВт}$
----------	---------------------------	--------------------------	----------------------------	------------	------------------------	-------------------------------

Значение

ЦИКЛОН ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

Цель работы: ознакомление с оборудованием для грубой, средней и тонкой очистки воздуха от пыли, а также определение его основных характеристик (степень очистки $\eta_{\text{эф}}$ и аэродинамическое сопротивление Δp).

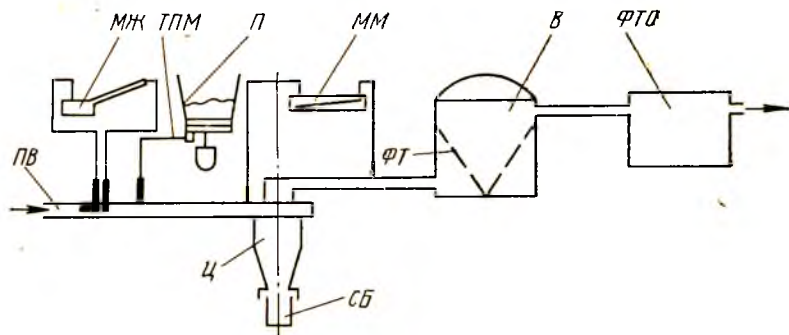


Рис. 48. Лабораторная установка для испытания циклона:

ПВ — приточный воздуховод; МЖ — манометр жидкостной U-образный; ТПМ — трубка для ввода пылевидного материала в воздуховод; П — питатель; Ц — циклон; ММ — микроманометр; ФТ — фильтр тканевый; В — вентилятор; ФТО — фильтр тонкой очистки воздуха; СБ — сборник пылевидного материала

Лабораторная установка (рис. 48) состоит из воздуховодов, питателя, циклона, съемного сборника для пылевидного материала, центробежного вентилятора, тканевого фильтра и ячейкового фильтра с фильтрующим материалом ФП. Кроме того, установка оснащена контрольно-измерительными приборами: пневмометрическими трубками и микроманометром для измерения динамического давления воздуха в приточном воздуховоде, жидкостным U-образным манометром для измерения перепада давления воздуха в циклоне, барометром-анероидом для измерения атмосферного давления, психрометром для измерения температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам, а также лабораторными весами для определения массы пыли, улавливаемой в циклоне.

В состав центробежного вентилятора входит устройство для регулирования напряжения, подаваемого на его электродвигатель, в целях изменения производительности вентилятора.

Пылевидный материал вводится в поток воздуха, создаваемый центробежным вентилятором, с помощью питателя, оснащенного дозатором. Производительность дозатора регулируется путем изменения напряжения, подаваемого на его электропривод. При включенных вентиляторе и питателе в поток воздуха подается определенное количество пылевидного материала. В циклоне основная часть пылевидного материала отделяется от воздуха и собирается в сборнике. Оставшаяся часть улавливается сначала тканевым фильтром, а затем фильтром тонкой очистки воздуха.

Порядок проведения работы¹:

1) взвешивание на лабораторных весах пылевидного материала, сборника и тканевого мешка;

2) включение электроприводов вентилятора и питателя и вывод их на заданный режим работы путем регулирования подаваемого напряжения;

3) подача пылевидного материала в бункер питателя и фиксация начального момента времени;

4) определение смещения мениска жидкости в трубке микроманометра;

5) определение смещения мениска в жидкостном манометре;

6) определение момента времени, когда бункер питателя полностью освобождается от пылевидного материала;

7) выключение электроприводов вентилятора и питателя;

8) снятие сборника пылевидного материала и измерение его массы;

9) снятие тканевого мешка и измерение его массы;

10) измерение температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам, а также барометрического давления.

Определение давления воздуха p_v в воздуховоде осуществляется по формуле (111).

Относительную влажность воздуха определяют по показаниям сухого и мокрого термометров психрометра, а барометрическое давление — по показаниям барометра.

При определении плотности воздуха используют формулы (7) и (8).

Скорость движения воздуха в воздуховоде рассчитывают по формуле (112).

Количество воздуха определяют по формуле

$$V = \omega \frac{\pi d^2}{4},$$

где V — количество воздуха, м³/с; d — диаметр воздуховода, м ($d=0,02$ м).

¹ Методика проведения лабораторной работы разработана совместно с доктором техн. наук, проф. Ю. В. Космодемьянским.

При составлении баланса по пылевидному материалу учитывают формулу

$$G_{\Pi} = (G_{сб'} - G_{сб}) + (G_{т'} - G_{т}),$$

где G_{Π} — начальная масса пылевидного материала, г; $G_{сб}$, $G_{сб'}$ — масса сборника для пылевидного материала до и после опыта, г; $G_{т}$, $G_{т'}$ — масса тканевого мешка до и после опыта, г.

Начальную и остаточную концентрацию пыли в воздухе, а также степень очистки воздуха в циклоне и аэродинамическое сопротивление циклона находят по следующим уравнениям:

$$g_{нач} = \frac{G_{\Pi}}{V(\tau_{кон} - \tau_{нач})};$$

$$g_{ост} = \frac{G_{\Pi} - (G_{сб'} - G_{сб})}{V(\tau_{кон} - \tau_{нач})}$$

$$\eta_{эф} = \left(1 - \frac{g_{ост}}{g_{нач}}\right) 100;$$

$$\Delta p_{\Pi} = 9,81 \Delta h';$$

где $\tau_{кон} - \tau_{нач}$ — продолжительность периода очистки воздуха в циклоне, с; $\Delta h'$ — отсчет по шкале U-образного жидкостного манометра, мм.

Данные измерений и расчетов сводятся в таблицу (табл. 38).
Таблица 38

Обозначение	G_{Π} , г	$G_{сб}$, г	$G_{т}$, г	$\tau_{нач}$, с	$\tau_{кон}$, с	Δh , мм	$\Delta h'$, мм
-------------	---------------	--------------	-------------	------------------	------------------	-----------------	------------------

Значение

Обозначение	$G_{сб'}$, г	$G_{т'}$, г	$t_{с}$, °C	$t_{м}$, °C	p_6 , мм рт.ст.	φ , %	$\rho_{в}$, кг/м³
-------------	---------------	--------------	--------------	--------------	-------------------	---------------	--------------------

Значение

Продолжение табл. 38

Обозначение	p_{Π} , Па	ω , м/с	V , м³/с	$g_{нач}$, г/м³
-------------	----------------	----------------	------------	------------------

Значение

Обозначение	$g_{ост}$, г/м³	$\eta_{эф}$, %	Δp_{Π} , Па
-------------	------------------	-----------------	-----------------------

Значение

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I

Плотность сухого воздуха, парциальное давление насыщенного водяного пара, находящегося в атмосферном воздухе, и влагосодержание атмосферного воздуха при полном насыщении в зависимости от температуры и барометрического давления [9]

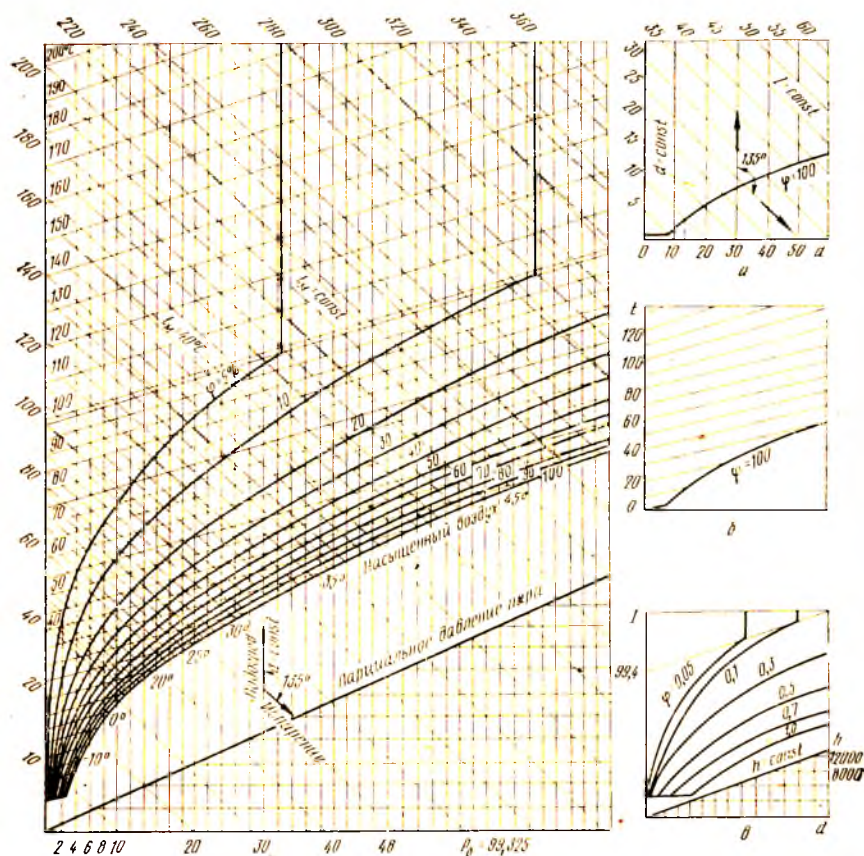
Температура воздуха, °C	Барометрическое давление $p_6 = 99,325$ кПа			Барометрическое давление $p_6 = 101,325$ кПа		
	Плотность сухого воздуха, кг/м³	Парциальное давление насыщенного водяного пара, кПа	Влагосодержание при полном насыщении, г/кг сухого воздуха	Плотность сухого воздуха, кг/м³	Парциальное давление насыщенного водяного пара, кПа	Влагосодержание при полном насыщении, г/кг сухого воздуха
1	2	3	4	5	6	7
-20	1,366	0,103	0,65	1,396	0,123	0,8
-19	1,361	0,117	0,70	1,390	0,134	0,8
-18	1,356	0,129	0,79	1,385	0,147	0,9
-17	1,351	0,143	0,86	1,379	0,161	1,0
-16	1,346	0,155	0,95	1,374	0,175	1,1
-15	1,341	0,168	1,05	1,368	0,191	1,2
-14	1,336	0,187	1,11	1,363	0,207	1,3
-13	1,331	0,204	1,28	1,358	0,224	1,4
-12	1,326	0,223	1,36	1,353	0,244	1,5
-11	1,321	0,240	1,44	1,348	0,264	1,6
-10	1,316	0,257	1,62	1,342	0,279	1,7
-9	1,311	0,287	1,71	1,337	0,303	1,9
-8	1,307	0,310	1,86	1,332	0,326	2,0
-7	1,302	0,348	2,06	1,327	0,355	2,2
-6	1,298	0,263	2,30	1,322	0,384	2,4
-5	1,293	0,366	2,43	1,317	0,415	2,6
-4	1,288	0,423	2,64	1,312	0,450	2,8
-3	1,283	0,460	2,90	1,308	0,486	3,0
-2	1,278	0,497	3,15	1,303	0,525	3,2
-1	1,273	0,533	3,48	1,298	0,568	3,5
0	1,268	0,572	3,60	1,293	0,613	3,8
1	1,263	0,631	4,05	1,288	0,659	4,10
2	1,259	0,692	4,35	1,284	0,707	4,30
3	1,254	0,752	4,64	1,279	0,759	4,70
4	1,249	0,814	5,05	1,275	0,814	5,0
5	1,245	0,872	5,50	1,270	0,871	5,4
6	1,241	0,939	5,78	1,265	0,931	5,82
7	1,234	1,01	6,30	1,261	0,998	6,17
8	1,233	1,07	6,61	1,258	1,065	6,69
9	1,229	1,135	7,08	1,252	1,129	7,12
10	1,225	1,21	7,75	1,248	1,119	7,64
11	1,220	1,31	8,22	1,243	1,30	8,07
12	1,216	1,405	8,80	1,239	1,39	8,69
13	1,211	1,51	9,44	1,235	1,48	9,30
14	1,207	1,605	10,04	1,230	1,585	9,91
15	1,202	1,71	10,90	1,226	1,69	10,62
16	1,198	1,832	11,55	1,222	1,805	11,33
17	1,194	1,961	12,24	1,217	1,92	12,10
18	1,189	2,042	13,04	1,213	2,041	12,93
19	1,185	2,21	14,0	1,209	2,15	13,75
20	1,181	2,34	15,0	1,205	2,315	14,61

1	2	3	4	5	6	7
21	1,177	2,505	16,0	1,201	2,455	15,60
22	1,173	2,680	17,0	1,197	2,615	16,60
23	1,170	2,855	18,05	1,193	2,679	17,68
24	1,166	3,11	19,22	1,189	2,945	18,81
25	1,162	3,21	20,80	1,185	3,136	19,95
26	1,158	3,42	21,82	1,181	3,36	21,20
27	1,154	3,63	23,35	1,177	3,522	22,56
28	1,150	3,86	24,80	1,173	3,74	24,0
29	1,146	4,03	26,65	1,169	3,96	25,47
30	1,142	4,30	28,20	1,165	4,20	27,03
31	1,138	4,56	30,0	1,161	4,45	28,65
32	1,134	4,82	31,60	1,157	4,70	30,41
33	1,131	5,09	33,50	1,154	4,975	32,29
34	1,127	5,35	34,60	1,150	5,27	34,23
35	1,123	5,62	37,40	1,146	5,56	36,37
36	1,120	5,92	39,92	1,142	5,875	38,58
37	1,116	6,31	42,43	1,139	6,225	40,90
38	1,113	6,67	44,95	1,135	6,561	43,35
39	1,109	7,02	47,46	1,132	6,94	45,93
40	1,106	7,36	49,98	1,128	7,31	48,64
41	1,102	7,82	53,49	1,124	7,71	51,20
42	1,099	8,26	57,02	1,121	8,12	51,25
43	1,096	8,695	60,53	1,117	8,55	57,56
44	1,092	9,15	64,05	1,114	9,05	61,04
45	1,089	9,60	66,57	1,110	9,50	64,80
46	1,086	10,131	70,94	1,107	9,99	68,61
47	1,083	10,72	75,31	1,103	10,60	72,66
48	1,080	11,32	79,68	1,100	11,01	76,90
49	1,076	11,89	84,05	1,096	11,52	81,45
50	1,072	12,456	88,42	1,093	12,19	86,11
51	1,070	13,212	94,24	1,090	12,84	91,30
52	1,066	13,78	100,05	1,086	13,52	96,62
53	1,063	14,42	105,87	1,083	14,20	102,29
54	1,059	15,10	111,68	1,080	14,89	108,22
55	1,056	15,70	117,50	1,076	15,65	114,43
56	1,053	16,58	125,33	1,073	16,43	121,06
57	1,049	17,40	133,16	1,070	17,24	127,98
58	1,046	18,28	140,98	1,067	18,01	135,13
59	1,043	19,10	148,71	1,063	16,90	142,88
60	1,040	19,95	156,64	1,060	19,82	152,45

Относительная влажность воздуха в зависимости от температуры t_c
по сухому термометру и разности между температурами $t_c - t_m$
по сухому и мокрому термометрам

$t_c, ^\circ\text{C}$	Относительная влажность (в %) при $t_c - t_m, ^\circ\text{C}$											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	100	81	63	45	28	11	—	—	—	—	—	—
1	100	83	65	48	32	16	—	—	—	—	—	—
2	100	84	68	51	35	20	—	—	—	—	—	—
3	100	84	69	54	39	24	10	—	—	—	—	—
4	100	85	70	56	42	28	14	—	—	—	—	—
5	100	86	72	58	45	32	19	6	—	—	—	—
6	100	86	73	60	47	35	23	10	—	—	—	—
7	100	87	74	61	49	37	26	14	—	—	—	—
8	100	87	75	63	51	40	29	18	7	—	—	—
9	100	88	76	64	53	42	31	21	11	—	—	—
10	100	88	76	65	54	44	34	24	14	5	—	—
11	100	88	77	66	56	46	36	26	17	8	—	—
12	100	89	78	68	57	48	38	29	20	11	—	—
13	100	89	79	69	59	49	40	31	23	14	6	—
14	100	89	79	70	60	51	42	34	25	17	9	—
15	100	90	80	71	61	52	44	35	27	20	12	5
16	100	90	81	71	62	54	46	37	30	22	15	8
17	100	90	81	72	64	55	47	39	32	24	17	10
18	100	91	81	72	65	56	49	41	34	27	20	13
19	100	91	82	74	65	58	50	43	35	29	22	15
20	100	91	83	74	66	59	51	44	37	30	24	18
21	100	91	83	75	67	60	52	46	39	32	26	20
22	100	92	83	76	68	61	54	47	40	34	28	22
23	100	92	84	76	69	61	55	48	42	36	30	24
24	100	92	84	77	69	62	56	49	43	37	31	26
25	100	92	84	77	70	63	57	50	44	38	33	27
26	100	92	85	78	71	64	58	51	46	40	34	29
27	100	92	85	78	71	65	59	52	47	41	36	30
28	100	93	85	78	72	65	59	53	48	42	37	32
29	100	93	86	79	72	66	60	54	49	43	38	33
30	100	93	86	79	73	67	61	55	56	44	39	34
32	100	93	86	80	74	68	62	57	52	46	42	37
34	100	93	87	81	75	69	63	58	53	48	44	39
36	100	93	87	81	75	69	64	59	54	49	45	40
38	100	94	88	82	76	70	65	60	55	50	47	42
40	100	94	88	82	77	71	66	61	56	52	48	44
42	100	94	89	83	78	72	68	62	58	53	49	45
44	100	95	90	84	79	73	68	63	59	54	50	46
46	100	95	90	84	79	74	70	64	60	55	51	47
48	100	95	90	84	79	74	70	65	60	56	52	48
50	100	95	90	84	79	74	70	66	62	56	52	48
55	100	95	90	85	81	77	73	68	64	60	57	53
60	100	95	90	85	81	77	73	69	66	62	60	55
65	100	95	91	86	82	78	74	70	67	63	61	57
70	100	95	91	86	83	79	75	71	68	64	62	58
75	100	95	91	87	84	80	76	72	69	66	63	60
80	100	96	92	88	84	80	77	73	70	67	64	61
85	100	96	92	88	84	80	78	74	71	68	65	62
90	100	96	92	88	85	81	79	75	72	69	66	63

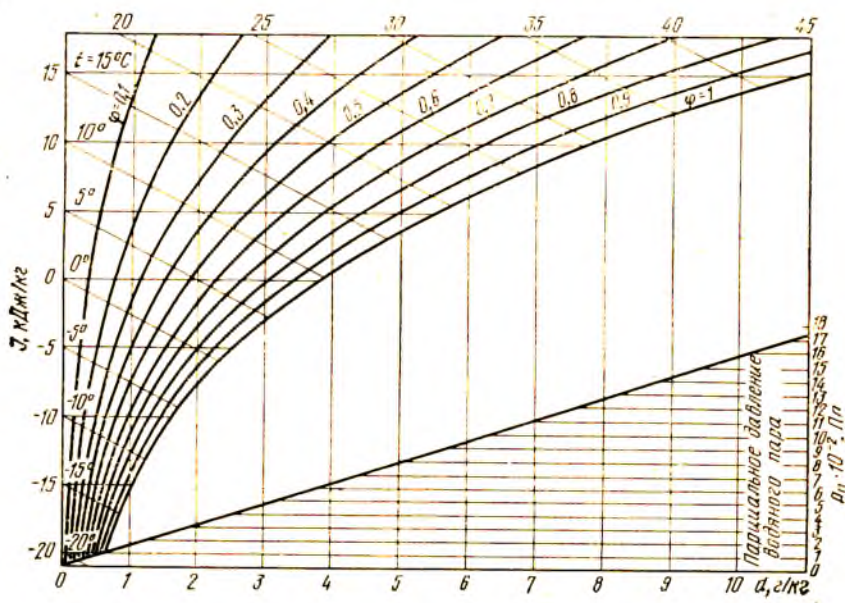
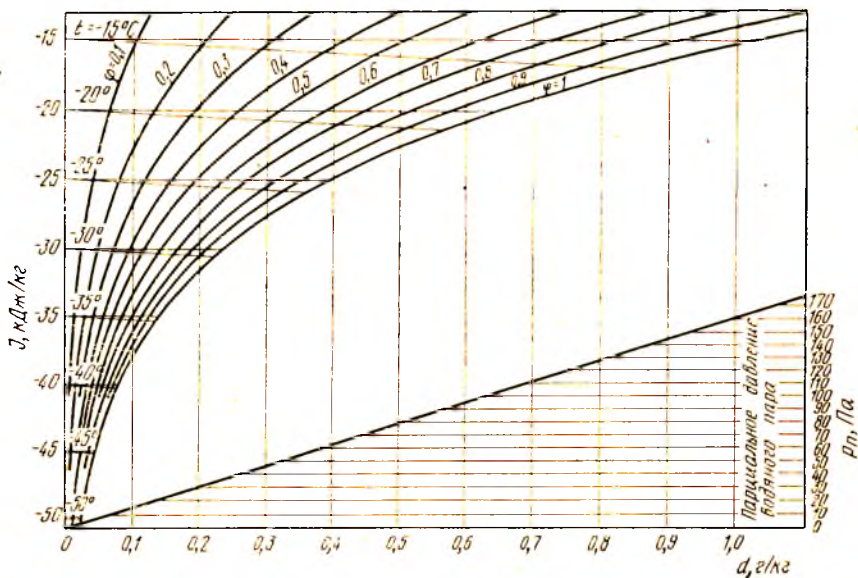
$\mathcal{I}-d$ -диаграмма (при $p_0=99,325$ кПа)

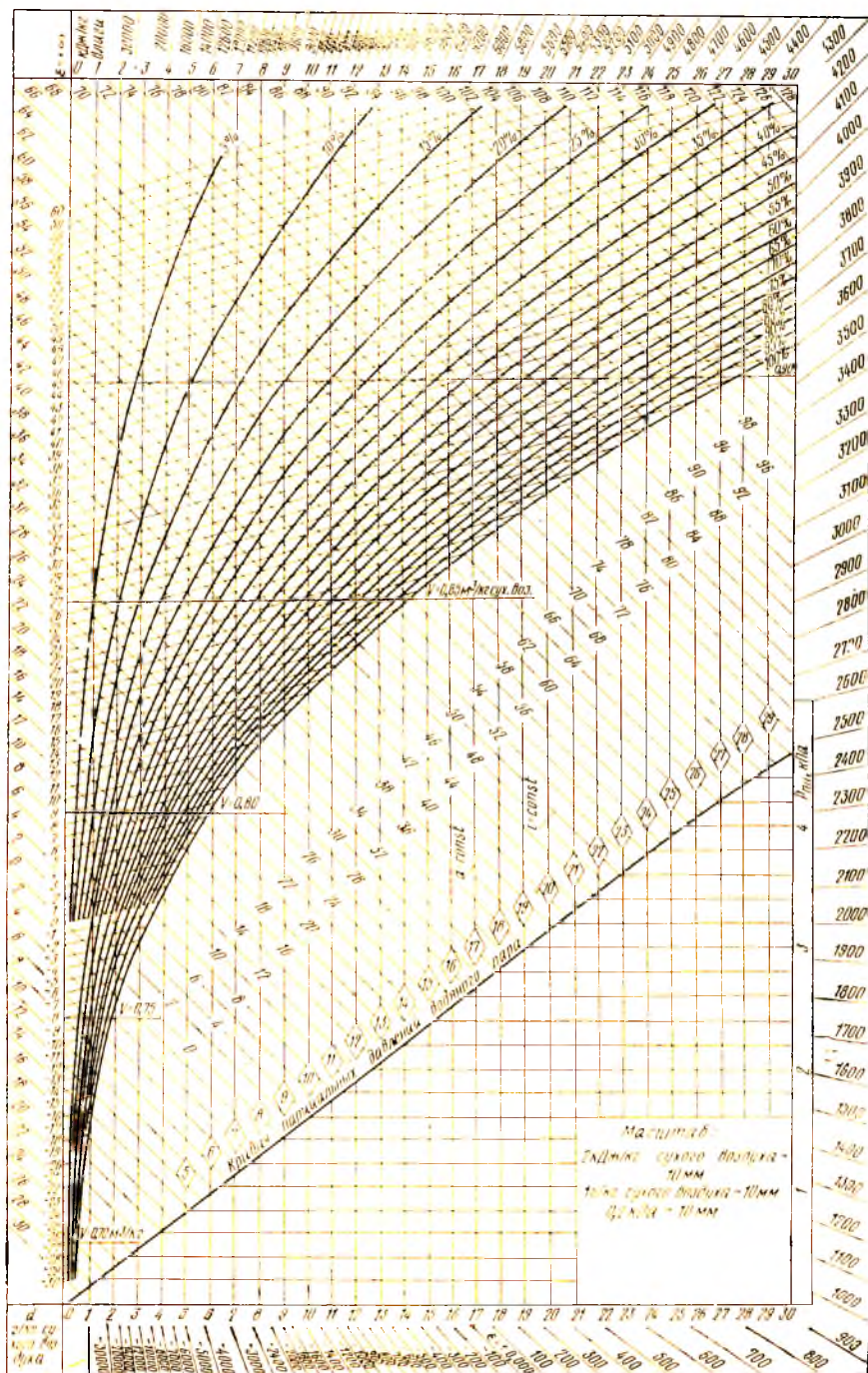


Элементы $\mathcal{I}-d$ -диаграммы:

$a - \mathcal{I} = \text{const}, d = \text{const}; b - t = \text{const}; c - \varphi = \text{const}, h = \text{const}$

$\mathcal{U}$ - d -диаграмма (при $p_6 = 100$ кПа)





Технические данные неавтономных кондиционеров

Марка кондиционера	Проводимость по воздуху, м ² /с	Теплопроизводительность, кВт	Холодопроизводительность, кВт	Максимальная установочная мощность, кВт	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
Шкафных						
КТН-1,6-01	0,44	29,1*	7,0***	0,37	1100×930× ×510	170
КТН-3,15-01	0,875	62,8**	21,5	3,25	2085×810× ×865	780
КТН-6,3-01	1,75	14,54 125,6	43,0	4,75	2085×810× ×2135	920
КТН-10-01	2,78	29,1 200	67,45	8,45	2430× ×1450×1785	1400
КТН-20	5,0	46,5 344 76,8	116,0	11,7	2715×1815× ×2850	3400
Секционных						
КД-10А	2,78	—****	—****	5,75	3000×2057× ×1151*****	1564*****
КД-20А	5,56	—	—	7,75; 11,25	8000×2057× ×1735*****	2683*****
КТЦ 31,5	8,75	—	—	13; 17	Данные приведены в приложении IX	
КТЦ 40	11,1	—	—	17; 22		
КТЦ-63	17,5	—	—	22; 30; 40		
КТЦ 80	22,2	—	—	30; 40; 55		

* Определена с учетом использования в режиме нагревания воздуха воды температурой 130/70°C.

** Показатель в числителе относится к воздухонагревателю первого подогрева, в знаменателе — к воздухонагревателю второго подогрева.

*** Определена с учетом использования в режиме охлаждения воздуха воды температурой 10°C.

**** Определяется расчетным путем в зависимости от температуры теплоносителя и воздуха и обеспечивается набором одно- или двухрядных секций.

***** Определяется расчетным путем и зависит от применяемого оборудования (камера орошения или поверхностный воздухоохладитель).

***** При компоновке оборудования по схеме, приведенной в приложении VIII.

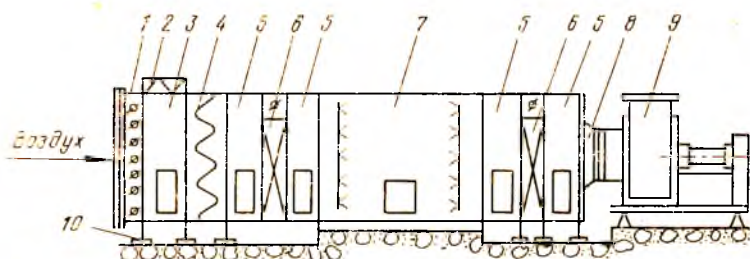
***** При установке однорядных секций воздухонагревателей первого и второго подогрева.

Показатели	КТА1-2,0-04Б	КТА1-3,15-01А	КТА1-4,0-01	КТА1-6,3-01А КТА1-25ЭВМ-01	КТА1-10-01А	КТА1-3,15-04
Производительность по воздуху, м ³ /с	0,56	0,875	1,11	1,75	2,78	0,875
Холодопроизводительность, кВт	9,28	14,5	18,6	29,0	46,52	14,5
Теплопроизводительность, кВт	6,3	9,45	12,0	15,0	24,0	15,0
Запас полного давления воздуха на выходе, Па	300	300	400	400	400	300
Коэффициент эффективности очистки воздуха, %	70	85	85	85	90	85
Увлажняющая способность, кг/с	0,56·10 ⁻³	0,56·10 ⁻³	0,56·10 ⁻³	0,3·10 ⁻²	0,3·10 ⁻²	0,56·10 ⁻³
Холодильный агент	R 12	R 22	R 22	R 22	R 22	R 12
Расход воды, охлаждающей конденсатор, м ³ /с	2	2,2	2,6	4,9	9	2,6
Максимально допустимая температура охлаждающей воды, °С	28±1	28±1	28±1	28±1	28±1	40±1
Тип компрессора	Сальниковый ФВ-6 (АКФВ-4-Х)	Герметичный ПГ-7	Полугерметичный 2ФВБс-6	Полугерметичный 2ФУБс-9	Полугерметичный 2ФУБс-18	Полугерметичный 2ФУБс-9
Мощность, потребляемая при номинальной холодопроизводительности, кВт	2,95	5,3	8,3	12,5	18,9	10,0
Мощность установочная, кВт						
компрессора	2,8	4,0	5,0	5,0	6,0	5,0
вентилятора	0,55	1,1	1,1	3,0	4,0	2,2
увлажнителя	2,0	1,25	3,0	9,0	9,0	2,0
электрического воздухоподогревателя	6,3	9,45	12,0	15,0	24,0	15,0
Масса, кг	400	410	540	870	1300	860
Корректированный уровень звуковой мощности, дБА	79	88	88	85	90	90

Примечание. При работе кондиционеров типа КТА количество наружного воздуха, подаваемого в теплый период, может достигать 30%, а в холодный — 15% общей производительности по воздуху.

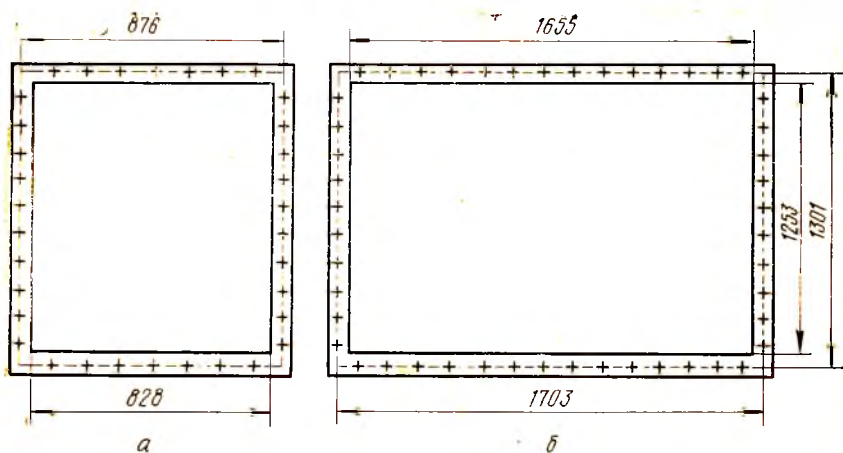
Характеристика неавтономных секционных кондиционеров КДА

1. Схема компоновки оборудования кондиционеров



1 — клапан воздушный приемный; 2 — клапан воздушный проходной; 3 — камера смесительная; 4 — фильтр воздушный; 5 — камера обслуживания; 6 — воздухонагреватель с обводным клапаном; 7 — камера орошения; 8 — камера присоединительная; 9 — вентиляторный агрегат; 10 — опора

2. Размеры живого сечения кондиционеров производительностью по воздуху 2,78 м³/с (а) и 5,56 м³/с (б) для прохода воздуха



3. Характеристика воздушных фильтров

а) фильтры сетчатые ФС (масляные, самоочищающиеся)

Кондиционер	Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Количество заливаемого масла, л	Мощность электродвигателя, кВт	Площадь живого сечения для прохода воздуха, м²	Масса фильтра (без масла), кг, не более
КД-10А	2,78	75	0,25	1,04	200
КД-20А	5,56	135	0,25	2,07	280

б) фильтры рудонные ФР (с объемным нетканым материалом)

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Размер полотна фильтрующего материала, м	Площадь живого сечения для прохода воздуха, м²	Масса, кг
2,78	5,67×0,865	1,04	87
5,56	5,67×1,73	2,07	161

4. Характеристика воздухонагревателей

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Число рядов	Площадь теплопередающей поверхности, м²	Площадь живого сечения для прохода воздуха, м²	Площадь живого сечения одного хода, м²	Площадь фронтального сечения, м²
2,78	1	13,7	0,35	0,00146	1,04 (0,828)
	2	27,3	0,35	0,00292	1,04 (0,828)
5,56	1	27,3	0,67	0,00146	2,07 (1,655)
	2	54,5	0,67	0,00292	2,07 (1,655)

Примечание. В скобках приведена площадь фронтального сечения для кондиционеров с обводным каналом

5. Характеристика воздухоохладителей

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Количество рядов	Количество теплообменников		Площадь теплопередающей поверхности, м²	Площадь живого сечения для прохода воздуха, м²	Площадь живого сечения одного хода, м²	Аэродинамическое сопротивление, Па (при сухом охлаждении)	Масса, кг (не более)
		одно-рядн.	двух-рядн.					
2,78	5	1	2	86,0	0,47	0,00123	(0,00246)²	594
	6	—	3	103,2	0,47	0,00246		649
	7	1	3	120,4	0,47	0,00123	(0,00246)²	280
	8	—	4	137,6	0,47	0,00246		767
5,56	5	1	2	170,8	0,92	0,00123	(0,00246)²	310
	6	—	3	204,9	0,92	0,00246		822
	7	1	3	239,1	0,92	0,00123	(0,00246)²	260
	8	—	4	273,2	0,92	0,00246		1110
								1183
								1293

¹ Выпускаются без обводного канала.

² Значение без скобок соответствует однорядному теплообменнику, в скобках — двухрядному.

6. Характеристика камер орошения ОКФ

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Исполнение	Количество стояков		Количество форсунок					Масса, кг, не более
		в одном ряду	всего	в одном стояке первого ряда	в первом ряду	в одном стояке второго ряда	во втором ряду	всего	
2,78	1	3	6	8	24	6	18	42	504
	2	3	6	10	30	8	24	54	504
5,56	1	5	10	8	40	6	30	70	770
	2	5	10	10	50	8	40	90	770

7. Характеристика вентиляторных агрегатов

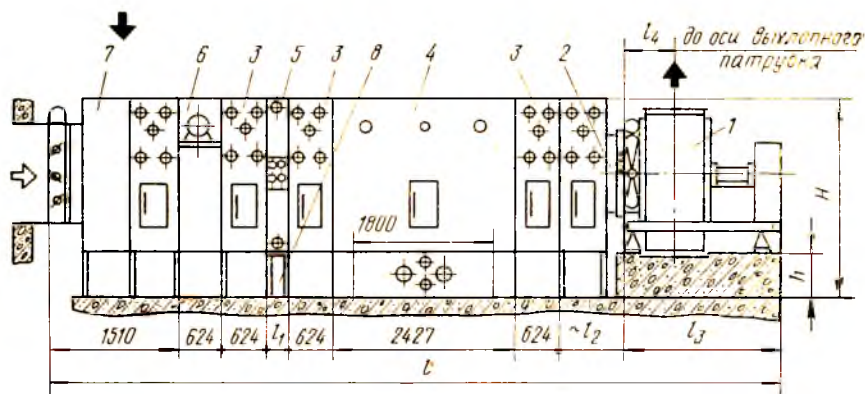
Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Давление, Па	Мощность электро- двигателя, кВт	Масса агрегата, кг
2,78	600 ... 1000	5,5	255
5,56	800	7,5	650
	1200	10	685

I. Схемы компоновки оборудования кондиционеров



1 — приемный блок; 2 — блок очистки; 3 — блок первого подогрева; 4 — блок тепловлажностной обработки воздуха; 5 — блок перемещения приточного воздуха; 6 — блок предварительного или дополнительного подогрева; 7 — блок второго подогрева, 8 — блок сухого охлаждения; 9 — блок воздушных камер

2. Схема компоновки оборудования и габаритные размеры по длине кондиционеров, работающих по схеме 1



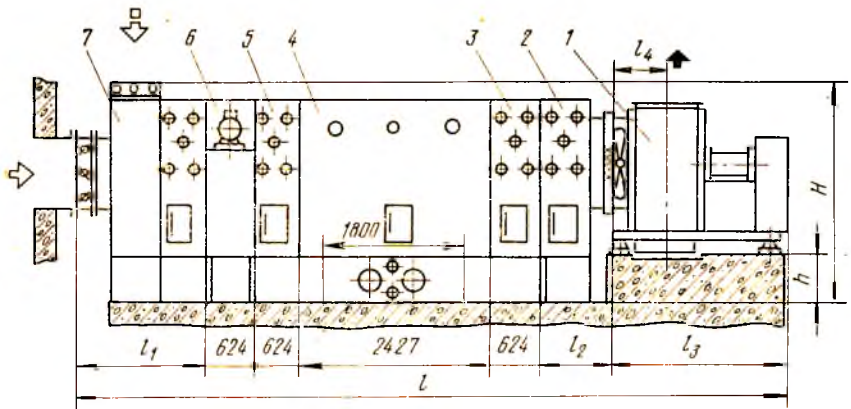
1 — вентиляторный агрегат одностороннего всасывания с направляющим аппаратом, оборудованным электроприводом; *2* — блок присоединительный; *3* — камера обслуживания; *4* — камера орошения форсуночная или сетчато-форсуночная (по согласованию с заказчиком); *5* — воздухонагреватель (двухрядный, без обводного канала); *6* — фильтр рулонный ФР (с объемным нетканым материалом); *7* — блок приемный прямоточный с электроприводом; *8* — опора

Габаритные размеры

Кондиционер	Производи- тельность по воздуху, М ³ /С	Размеры, мм						
		<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> ₃	<i>l</i> ₄	<i>h</i>	<i>H</i>
КТЦ 31,5	8,75	9555	182	850	1990	875	532	2670
КТЦ 40	11,1	9555	182	850	1990	875	532	3170
КТЦ 63	17,5	10590	182	880	2995	1095	238	2670
КТЦ 80	22,2	10590	182	880	2995	1095	238	3170

3. Схема компоновки оборудования и габаритные размеры по длине кондиционеров, работающих по схеме 2

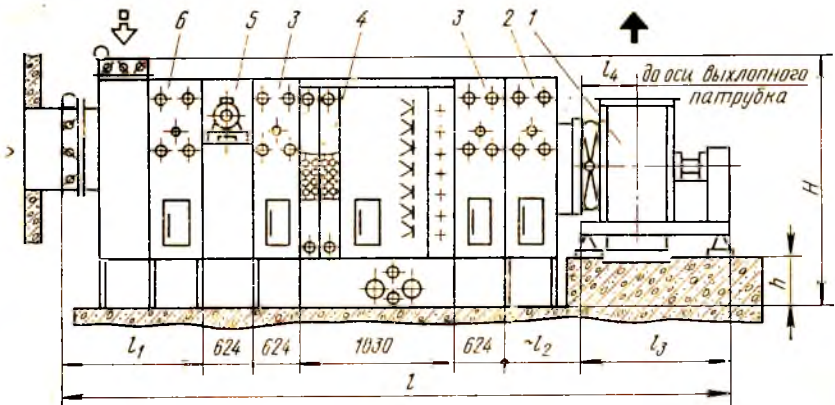
1 — вентиляторный агрегат одностороннего всасывания с направляющим аппаратом, оборудованным электродвигателем; 2 — блок присоединительный; 3 — камера обслуживания (2 шт.); 4 — камера орошения (форсуночная или сечато-форсуночная); 5 — блок теплообмена; 6 — фильтр рулонный ФР (с объемным нетканым материалом); 7 — блок приемный смесительный с электроприводом



Габаритные размеры

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Размеры, мм						
	l	l_1	l_2	l_3	l_4	h	H
8,75	8750	1610	850	875	1990	532	2848
11,1	9250	2110	850	875	1990	532	3348
17,5	9784	1610	880	1095	2995	238	2848
22,2	10285	2110	880	1095	2995	238	3348

4. Схема компоновки оборудования и габаритные размеры по длине кондиционеров, работающих по схеме 3

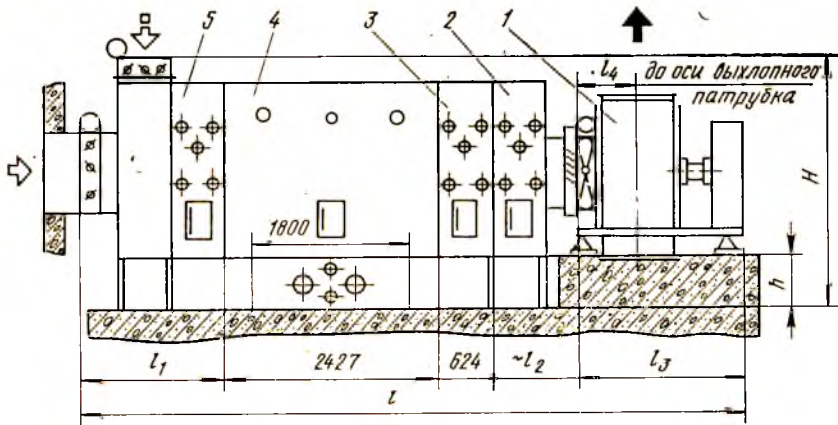


1 — вентиляторный агрегат одностороннего всасывания с направляющим аппаратом, оборудованным электроприводом; 2 — блок присоединительный; 3 — камера обслуживания; 4 — блок теплообмена; 5 — фильтр рулонный ФР (или фильтр сетчатый ФС); 6 — блок приемный смешиватель с электроприводом

Габаритные размеры

Производи- тельность кондиционе- ра по возду- ху, м³/с	Размеры, мм						
	l	l_1	l_2	l_3	l_4	h	H
8,75	8152	1610	850	875	1990	532	2848
11,1	8552	2110	850	875	1990	532	3348
17,5	9188	1610	880	1095	2995	238	2848
22,2	9688	2110	880	1095	2995	238	3348

5. Схема компоновки оборудования и габаритные размеры по длине кондиционеров, работающих по схеме 4



1 — вентиляторный агрегат одностороннего всасывания с направляющим аппаратом, оборудованным ручным приводом; 2 — блок присоединительный; 3 — камера обслуживания; 4 — камера орошения (форсуночная или сетчато-форсуночная); 5 — блок приемный смесительный с пневмоприводом

Габаритные размеры

Производи- тельность кондицио- неров по воздуху, м ³ /с	Размеры, мм						
	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> ₃	<i>l</i> ₄	<i>h</i>	<i>H</i>
8,75	7500	1610	850	875	1990	532	2848
11,1	8000	2110	850	875	1990	532	3348
17,5	8535	1610	880	1095	2995	238	2848
22,2	9035	2110	880	1095	2995	238	3348

6. Размеры живого сечения кондиционеров для прохода воздуха, максимальные габаритные размеры и масса кондиционеров



а — кондиционер производительностью 8,75 м³/с; *б* — кондиционер производительностью 11,1 м³/с; *в* — кондиционер производительностью 17,5 м³/с; *г* — кондиционер производительностью 22,2 м³/с

Производительность кондиционера по воздуху, м ³ /с	Площадь живого сечения, м ²	Габаритные размеры, мм (длина, ширина, высота)	Масса кондицио- нера, кг
8,75	3,32	9555 × 1500 × 2848	4000
11,1	4,15	9555 × 1500 × 3348	5400
17,5	7,04	10590 × 3200 × 2848	8000
22,2	8,76	10590 × 3200 × 3348	9700

7. Характеристика камер орошения

а) камеры орошения ОКФ (форсуночные)

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Исполнение	Количество стояков		Количество форсунок					Масса камеры, кг, не более
		в одном ряду	всего	в одном стояке первого ряда	в первом ряду	в одном стояке второго ряда	во втором ряду	всего	
8,75	1	5	10	11	55	8	40	95	1530
8,75	2	5	10	16	80	11	55	135	1530
11,1	1	5	10	15	75	11	55	130	1730
11,1	2	5	10	21	105	15	75	180	1730
17,5	1	11	22	11	121	8	88	209	2700
17,5	2	11	22	16	176	11	121	297	2700
22,2	1	11	22	15	165	11	121	286	3000
22,2	2	11	22	21	231	15	165	397	3000

б) камеры орошения ОКС (сетчато-форсуночные)

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Количество форсунок в оросительной системе		Масса камеры, кг
	изоэнтальпийной	политропной	
8,75	25	24	1390
11,1	30	30	1575
17,5	50	48	2460
22,2	60	60	2800

8. Характеристика блоков тепломассообмена и воздухонагревателей

а) блоки тепломассообмена БТМ-4

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Марка насоса	Мощность электродвигателя насоса, кВт	Количество двухрядных базовых теплообменников		
			одно- метро- вых	полутора- метровых	двух- метровых
8,75	2К-6	4,0	—	—	2
11,1	3К-9	7,5	2	2	—
17,5	3К-9	7,5	—	—	4
22,2	3К-6а	10	4	4	—

б) базовые теплообменники, входящие в состав блоков
тепломассообмена и воздушонагревателей

Базовый теплообменник	Число рядов	Площадь теплопередающей поверхности, м ²	Площадь живого сечения, м ²	Масса теплообменника, кг
Однометровый	1	27,3	0,00146	121
	2	54,5	0,00293	205
Полуметровый	1	41,8	0,00146	180
	2	82,8	0,00293	305
Двухметровый	1	55,8	0,00146	240
	2	111,4	0,00293	410

в) воздушонагреватели

Производительность кондиционера по воздуху, м ³ /с	Количество рядов	Количество базовых теплообменников			Площадь теплоотдающей поверхности, м ²	Площадь живого сечения для прохода воздуха, м ²	Масса воздушонагревателя, кг, не более
		однометровых	полуметровых	двухметровых			

Без обводного канала

8,75	1	—	—	1	55,8	1,44	288
	2	—	—	2	111,4	1,44	463
11,1	1	1	1	—	69,6	1,83	351
	2	2	2	—	137,3	1,83	569
17,5	1	—	—	2	113,0	2,88	575
	2	—	—	4	224,2	2,88	921
22,2	1	2	2	—	141,4	3,66	700
	2	4	4	—	276,7	3,66	1136

С обводным каналом

8,75	1	—	1	—	41,8	1,09	204
	2	—	2	—	82,8	1,09	336
11,1	1	—	—	1	55,8	1,44	274
	2	—	—	2	111,4	1,44	447
17,5	1	—	2	—	84,9	2,18	406
	2	—	4	—	166,9	2,18	670
22,2	1	—	—	2	113,0	2,82	551
	2	—	—	4	224,2	2,82	896

9. Характеристика воздушных фильтров

а) фильтры сетчатые ФС

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Количество заливаемого масла, л	Мощность электродвигателя, кВт	Площадь живого сечения для прохода воздуха, м²	Масса фильтра (без масла), кг, не более
8,75	290	1,1	3,15	600
11,1	290	1,1	3,94	650
17,5	585	1,1	6,31	1000
22,2	585	1,1	7,88	1085

б) фильтры рулонные ФР (с объемным нетканым материалом)

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с	Размеры полотна, м	Количество поставляемых полотен, шт.	Мощность электродвигателя, кВт	Количество панелей, шт.		Масса фильтра, кг, не более
				высотой 2 м	высотой 2,5 м	
8,75	8,5×1,73	3	0,25	1	—	270
11,1	10,5×1,73	3	0,25	—	1	330
17,5	8,5×1,73	6	0,25	2	—	520
22,2	10,5×1,73	6	0,25	—	2	640

10. Характеристика вентиляторных агрегатов

Производительность по воздуху, м³/с	Давление, Па	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг не более	Производительность по воздуху, м³/с	Давление, Па	Мощность электродвигателя, кВт	Масса, кг не более
8,75	800	13	1210	17,5	1200	30	2610
8,75	1200	17	1280	17,5	1600	40	2710
11,1	800	17	1260	22,2	800	30	2620
11,1	1200	22	1300	22,2	1200	40	2690
17,5	800	22	2490	22,2	1600	55	2880

*Технические данные технологических кондиционеров
конструкции ВНИКТИ.холодпром*

Технические данные	Кондиционер				
	КТА-16	КТА-7	КТР-13	КТР-7	ХМ1-20
Диапазон регулиро- вания параметров воз- духа					
температура, °С	10—16	10—16	10—16	10—16	10—16
относительная влажность, %	70—95	70—95	70—95	70—95	70—95
Холодопроизводи- тельность, кВт	50	20	32	20	27
Теплопроизводи- тельность, кВт	48	20	70	35	46
Осушающая способ- ность, кг/с	$3,3 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$2,78 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-3}$	$2,78 \cdot 10^{-3}$
Установленная мощ- ность вентилятора, кВт	7,5	5,5	7,5	5,5	2,8
Марка вентилятора	Ц4-70	Ц9-57	Ц4-70	Ц9-57	Ц9-57
Производительность по воздуху, м³/с	4,4	1,9	3,6	1,9	2,5
Охлаждающая среда	Аммиак	Аммиак	Рассол	Рассол	Хладон
Габаритные размеры, мм*	2600× ×1700× ×1700	1900× ×1100× ×1100	2500× ×1740× ×1630	1970× ×1100× ×1100	1760× ×1900× ×1200**

* Без щита управления.

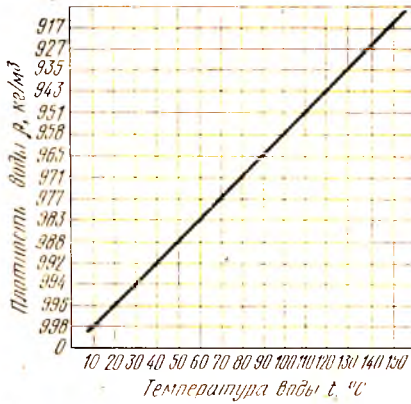
** Без учета воздушного конденсатора; размеры воздушного конденсато-
ра 1500×910×1360 мм.

*Технические данные воздухонагревателей с пластинчатым оребрением
типа КВС и КВБ*

Марка воздухо- нагревателя	Площадь тепло- передающей поверх- ности, м²	Площадь живого сечения, м²	
		для прохода воздуха	для прохода теплоносителя
КВС6-П	11,4	0,13916	0,001159
КВС7-П	14,16	0,17198	0,001159
КВС8-П	16,92	0,20480	0,001159
КВС9-П	19,56	0,23762	0,001159
КВС10-П	25,06	0,30325	0,001159
КВБС-П	15,14	0,13916	0,00154
КВБ7-П	18,81	0,17198	0,00154
КВБ8-П	22,44	0,20480	0,00154
КВБ9-П	26,00	0,23762	0,00154
КВБ10-П	33,34	0,30325	0,00154

Приложение XII

График для определения плотности воды в зависимости от температуры



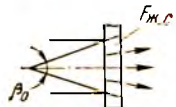
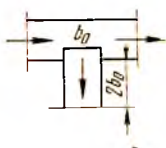
Приложение XIII

Характеристика воздухораспределителей

Воздухораспределитель	Схема воздухораспределителя	Значения коэффициентов m и n
-----------------------	-----------------------------	----------------------------------

Воздухораспределители, образующие компактные (прямоточные) струи воздуха

Цилиндрическая труба с конфузором		7,7	5,8
Цилиндрическая труба с сеткой при $K_{ж.с}=0,5$		6	4,5
Цилиндрическая труба		6,8	4,8

Воздухораспределитель	Схема воздухораспределителя	Значения коэффи- циентов m и n	
Сетки, перфорированные ре- шетки при $K_{ж.с} = 0,8—0,5$ при $K_{ж.с} = 0,5—0,2$ при $K_{ж.с} = 0,2—0,05$		6,0 5,0 4,5	4,2 4,0 3,6
Приточная регулируемая ре- шетка типа РР при параллель- но установленных жалюзи		4,5	3,2
Воздухораспределители, образующие неполные веерные (прямоточные) струи воздуха			
Приточная регулируемая ре- шетка типа РР с жалюзи, уста- новленными под углом $\beta_0 = 90^\circ$		1,8	1,2
Воздухораспределители, образующие плоские (прямоточные) струи воздуха			
Щелевой насадок с параллель- ными направляющими лопатка- ми при $K_{ж.с} = 1 \dots 0,8$		2,3	1,3
Перфорированный воздухорас- пределитель конструкции ЛИОТ прямоугольного сечения при $K_{ж.с} = 0,092$ при $K_{ж.с} = 0,062$ при $K_{ж.с} = 0,046$		0,65 0,53 0,45	0,58 0,48 0,4
Перфорированный воздухорас- пределитель конструкции ЛИОТ круглого сечения при $K_{ж.с} = 0,092$ при $K_{ж.с} = 0,062$ при $K_{ж.с} = 0,046$		0,29 0,24 0,21	0,26 0,22 0,19

Воздухораспределитель	Схема воздухораспределителя	Значения коэффи- циентов	
-----------------------	--------------------------------	-----------------------------	--

Воздухораспределители, образующие конические или полные веерные (закрученные) струи воздуха

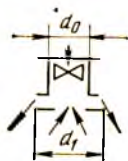
Воздухораспределитель эжек-
ционный для сосредоточенной
подачи воздуха (типа ВЭС)



2,5

2,4

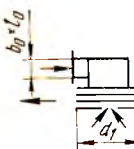
Воздухораспределитель эжек-
ционный потолочный
(типа ВЭП)



0,5

0,4

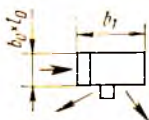
Воздухораспределитель эжек-
ционный центробежный
(типа ВЭЦ)



0,7

1

Воздухораспределитель цент-
робежный (типа ВЦ)



0,8

1

Воздухораспределитель при-
стенный эжекционный панель-
ный



0,8

1

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. — М.: Стройиздат, 1982, — 311 с.
2. Беляев Б. В. Санитарная техника предприятий мясной и молочной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 347 с.
3. Богословский В. Н., Щеглов В. П., Разумов Н. Н. Отопление и вентиляция. — М.: Стройиздат, 1980. — 295 с.
4. Бражников А. М., Малова Н. Д. Кондиционирование воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1979. — 263 с.
5. Бражников А. М., Каухчешвили Э. И. Холод (Введение в специальность). — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. — 144 с.
6. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1966. — 239 с.
7. Гоголин А. А. Осушение воздуха холодильными машинами. — М.: Госторгиздат, 1962. — 101 с.
8. Гоголин А. А., Агарев Е. М., Тихомирова Л. Н. Теоретические основы и практическое применение технологического кондиционирования воздуха в камерах созревания сыра. — М.: ЦНИИТЭИмясомолпром, Холодильная промышленность и транспорт, 1979. — 36 с.
9. Данилова Г. Н., Богданов С. Н., Иванов О. П. Теплообменные аппараты холодильных установок. — Л.: Машиностроение, 1973. — 327 с.
10. Доин Л. С. Справочник по вентиляции в пищевой промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 351 с.
11. Дроздов В. Ф. Отопление и вентиляция. Часть II. Вентиляция. — М.: Высшая школа, 1984. — 262 с.
12. Захаров Ю. В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. — Л.: Судостроение, 1979. — 583 с.
13. Калинушкин М. П. Гидравлические машины и холодильные установки. — М.: Высшая школа, 1973. — 222 с.
14. Карпис Е. Е. и др. Устройства для увлажнения воздуха в системах кондиционирования и вентиляции (обзор). — М.: ЦИНИС Госстроя СССР, 1975. — 48 с.
15. Карпис Е. Е. Повышение эффективности работы систем кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1977. — 192 с.
16. Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха. — М.: Машиностроение, 1978. — 261 с.
17. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий/под ред. Е. Е. Карписа. Перевод с английского д. т. н. проф. Е. Е. Карписа и М. Л. Сосина. — М., Стройиздат, 1980. — 398 с.
18. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Высшая школа, 1971. — 459 с.
19. Пеклов А. А., Степанов Т. А. Кондиционирование воздуха. — Киев. Головное издательство издательского объединения. «Виша школа», 1978. — 325 с.

20. П и р у м о в А. И. Обеспыливание воздуха.— М.: Стройиздат, 1981.— 296 с.

21. Рекомендации по выбору и расчету систем воздухораспределения. Сер. АЗ—669.— М.: Сантехпроект, 1979.— 68 с.

22. Справочник проектировщика/Под ред. И. Г. Старовойтова.— М.: Стройиздат, 1978.— Часть II.

23. Справочное пособие/ Под ред. Б. А. Журавлева.— Наладка и регулирование систем вентиляции и кондиционирования воздуха.— М.: Стройиздат, 1980—447 с.

24. У ч а с т к и н П. В. Вентиляция, кондиционирование воздуха и отопление на предприятиях легкой промышленности.— М.: Легкая индустрия, 1980.— 342 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
I. Расчеты параметров воздуха	6
Аналитические расчеты параметров воздуха	6
Расчеты параметров воздуха с помощью $\mathcal{J}-d$ -диаграммы	14
Контрольные вопросы	22
II. Расчеты составляющих теплового и влажностного балансов кондиционируемых помещений	23
Расчет количеств теплоты и влаги, поступающих через ограждающие конструкции помещений и зданий	23
Расчет количеств теплоты и влаги, поступающих от внутренних источников кондиционируемых помещений	26
Составление теплового и влажностного балансов	34
Контрольные вопросы	35
III. Расчеты производительности систем кондиционирования по воздуху	37
Расчет тепловлажностных коэффициентов кондиционируемых помещений	37
Определение параметров приточного воздуха и производительности системы кондиционирования по воздуху	41
Определение количества наружного воздуха	45
Контрольные вопросы	46
IV. Расчеты и подбор устройств для очистки воздуха	48
Фильтры для очистки воздуха от пыли	48
Устройства для очистки воздуха от запахов, газов и микроорганизмов	57
Контрольные вопросы	60
V. Расчеты и подбор устройств контактного типа для тепловлажностной обработки воздуха	61
Камеры орошения неавтономных секционных кондиционеров	61
Устройства местного доувлажнения воздуха водой	76
Паровые увлажнители	80
Устройства для обработки воздуха адсорбентами	84
Контрольные вопросы	88
VI. Расчеты и подбор поверхностных и поверхностно-контактных теплообменных аппаратов	90
Воздухонагреватели секционных кондиционеров КДА и КТЦ	90
Зональные подогреватели центральных систем кондиционирования	107
Электрические воздухонагреватели	110
Блоки теплообмена секционных кондиционеров КТЦ	112

Воздухоохладители секционных кондиционеров КДА и КТЦ . . .	120
Воздухоохладители шкафных автономных кондиционеров КТА	124
Контрольные вопросы	130
VII. Расчеты систем воздухораспределения	131
Методика расчета	131
Определение скорости движения и количества воздуха	133
Определение напора и мощности вентилятора	140
Контрольные вопросы	142
VIII. Расчеты по выбору схемы обработки воздуха и определению ос-	
новных показателей систем кондиционирования	143
Системы технологического кондиционирования	143
Системы комфортно-технологического кондиционирования	147
Системы комфортного кондиционирования	155
Контрольные вопросы	160
IX. Расчеты оборудования систем кондиционирования на ЭВМ	161
Методика расчета приведенных затрат	162
Программа расчета	166
Контрольные вопросы	169
X. Лабораторные работы по изучению процессов изменения состояния	
воздуха	170
Приборы для измерения и регулирования параметров воздуха и	
теплоносителей	170
Сухое нагревание воздуха. Нагревание воздуха с одновременным	
увлажнением его водой. Увлажнение воздуха водой и паром . .	173
Охлаждение и осушение воздуха в поверхностном воздухоохла-	
дителе	179
Осушение воздуха адсорбентами	182
XI. Лабораторные работы по изучению оборудования кондиционеров . .	184
Поверхностные теплообменные аппараты	184
Поверхностный воздухонагреватель	188
Паровой термораднационный увлажнитель	190
Автономный агрегатный кондиционер	191
Эжекционный кондиционер-доводчик	195
Циклон для очистки воздуха от пыли	202
Приложения	205
Список рекомендуемой литературы	228

Александр Михайлович Бражников
Надежда Дмитриевна Малова

**РАСЧЕТЫ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ
ВОЗДУХА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ МЯСНОЙ
И МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

Заведующая редакцией Л. В. Корбут
Редактор И. А. Никитина
Художественный редактор Т. И. Мельникова
Технический редактор Т. С. Пронченкова
Корректоры О. И. Галанова, Г. А. Казакова

ИБ № 1472

Сдано в набор 05.03.85. Подписано в печать 29.10.85.
Т-14190. Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 3.
Литературная гарнитура. Высокая печать. Усл. п. л. 14,5
Усл. кр.-отг. 14,5. Уч.-изд. л. 15,25. Тираж 3 300 экз.
Заказ 1345. Цена 80 коп.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат»
107807, ГСП, Москва, Б-53, ул. Садовая-Спасская, д. 18.

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли,
101898, Москва, Центр, Хохловский пер., 7.