Библиотека СОК

А. М. БРАЖНИКОВ
Н. Д. МАЛОВА

Кондиционирование воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности

А. М. БРАЖНИКОВ
Н. Д. МАЛОВА

Кондиционирование воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Холодильные машины и установки»

МОСКВА «ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ» 1979

29.4
Б87
УДК 628.84 : 637.52 : 637.1 (081)

Бражников А. М., Малова Н. Д.

Б-87 Кондиционирование воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности. — М.: Пищевая пром-сть, 1979. — 265 с.

В пер.: 75 к.

В учебнике изложены основы термодинамики и кондиционирования воздуха, приведены описание процессов и оборудования систем кондиционирования, расчет и выбор аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха.

Книга может быть полезна инженерам, занимающимся проектированием и эксплуатацией систем кондиционирования воздуха в мясной и молочной промышленности.

Б $\frac{31703—059}{044(01)—79}$ 59—79 2904000000

29.4
6П8

Рецензенты: Кафедра охраны труда и промышленного строительства Всесоюзного заочного института текстильной и легкой промышленности (зав. кафедрой д-р техн. наук, проф. М. П. КАЛИНУШКИН), д-р техн. наук, проф. А. А. ГОГОЛИН

© Издательство «Пищевая промышленность», 1979 г.

Предисловие

Под термином «кондиционирование воздуха» понимают создание и поддержание в помещениях определенных температуры, относительной влажности, состава и скорости движения воздуха, наиболее благоприятных для самочувствия людей, а также для осуществления технологических процессов.

Заданные параметры воздуха поддерживают с помощью систем кондиционирования. Под термином «системы кондиционирования воздуха» понимают комплекс технических средств, состоящий из оборудования, предназначенного для получения заданных температуры, относительной влажности и газового состава воздуха (кондиционеры, местные подогреватели и увлажнители, смесители), устройств для подачи и распределения кондиционированного воздуха, устройств тепло- и холодоснабжения, средств автоматического контроля и регулирования параметров воздуха в зависимости от назначения систем, времени года и тепловлажностных нагрузок.

В нашей стране впервые установки кондиционирования воздуха появились в текстильной промышленности более 70 лет назад. Однако до 50-х годов производство оборудования для систем кондиционирования воздуха развивалось недостаточно высокими темпами.

В конце 50-х годов создаются конструкции кондиционеров различных типов, расширяется номенклатура средств автоматизации систем, увеличивается ассортимент и выпуск холодильных машин. Освоение герметичных компрессоров позволило создать базу для серийного выпуска автономных кондиционеров.

В настоящее время отечественное кондиционеростроение представляет собой высокоразвитую отрасль машиностроения.

Значительный вклад в развитие теории и техники кондиционирования воздуха принадлежит советским ученым и инженерам, среди которых необходимо отметить Г. В. Архипова, Б. В. Баркалова, А. А. Гоголина, Н. В. Дегтярева, Е. Е. Карписа, О. Я. Кокорина, Л. М. Ладыженского, В. В. Мухина, А. В. Нестеренко и др.

На предприятиях мясной и молочной промышленности основные процессы тепловой и тепловлажностной обработки мясных и молочных продуктов могут быть качественно осуществлены лишь в воздушной среде, характеризующейся определенными температурой, влажностью и скоростью движения.

В последние годы на предприятиях мясной и молочной промышленности в производственных помещениях, характеризующихся значительными избытками тепла и влаги или наличием неприятных запахов, внедряют также системы кондиционирования воздуха в целях улучшения самочувствия обслуживающего персонала.

Настоящий учебник написан в соответствии с программой курса «Основы кондиционирования воздуха». Предназначен для подготовки инженеров-механиков специальности 0529 «Холодильные машины и установки».

В учебнике изложены основные теоретические положения кондиционирования воздуха, а также приведены расчеты для проектирования систем кондиционирования воздуха.

Теоретической базой для изучения курса кондиционирования воздуха являются такие дисциплины, как гидравлика и гидравлические машины, термодинамика, теплопередача, основы промышленного строительства, холодильные машины, холодильные установки, физико-технические основы холодильной обработки пищевых продуктов.

Авторы выражают благодарность рецензентам — членам кафедры охраны труда и промышленного строительства Всесоюзного заочного института текстильной и легкой промышленности, д-ру техн. наук, проф. М. П. Калинушкину и д-ру техн. наук, проф. А. А. Гоголину за ценные замечания и полезные советы при подготовке рукописи к изданию.

Глава I
ХАРАКТЕРИСТИКА СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА

§ 1. Основные параметры воздуха

В системах кондиционирования воздух подвергается тепловлажностной обработке (нагреванию, охлаждению, увлажнению, осушению), в результате которой изменяются его параметры.

Основными параметрами воздуха, характеризующими его состояние, а также закономерности перехода из одного состояния в другое, являются температура и давление, влажность и влагосодержание, плотность и удельный объем, теплоемкость и энтальпия.

Температура. В технике кондиционирования воздуха температуру в основном измеряют по термодинамической шкале температур и международной практической температурной шкале. Кроме того, в ряде стран пользуются шкалой Фаренгейта.

Единицей измерения температуры по термодинамической шкале температур является градус Кельвина, по международной практической температурной шкале — градус Цельсия, равный градусу Кельвина, и по шкале Фаренгейта — градус Фаренгейта.

Температуру, измеренную по международной практической температурной шкале, определяют из выражения

$$t = T - T_0,$$

где t — температура по международной практической температурной шкале, °С;
T — температура по термодинамической шкале температур, К;
$T_0 = 273{,}16°$ С.

В инженерных расчетах значение T_0 принимают равным 273° С.

Соотношение между единицей измерения температуры по шкале Фаренгейта (° F) и международной практической температурной шкале (° С), а также между

температурами, измеренными по этим шкалам, следующее

$$1^\circ F = 5/9\,^\circ C,$$

$$t = 5/9(f - 32),$$

где f — температура по шкале Фаренгейта.

Давление. В качестве единицы измерения давления в Международной системе единиц принимают паскаль (Па).

При расчетах систем кондиционирования атмосферный воздух рассматривают как смесь сухого воздуха и водяного пара. Общее давление, создаваемое атмосферным воздухом, равно сумме давлений сухой его части и водяного пара

$$p_б = p_{с.в} + p_п,$$

где $p_б$ — давление атмосферного воздуха, Па;
$p_{с.в}$ — парциальное давление сухого воздуха, Па;
$p_п$ — парциальное давление водяного пара, Па.

Парциальное давление водяного пара, находящегося в воздухе, не превышает парциального давления насыщенного водяного пара

$$p_п \leqslant p_н,$$

где $p_н$ — парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре t воздуха, Па.

Чем больше $p_н$ отличается от $p_п$, тем больше влаги может воспринимать воздух (при одной и той же температуре). Если парциальное давление водяного пара в воздухе равно парциальному давлению насыщенного водяного пара, то воздух не может воспринимать водяной пар и участвовать в массообменных процессах.

Давление насыщенного водяного пара зависит только от температуры воздуха (с повышением температуры давление $p_н$ увеличивается).

Физические характеристики насыщенного водяного пара приведены в приложении I.

Влажность и влагосодержание воздуха. Содержание влаги в атмосферном воздухе характеризуется абсолютной и относительной влажностью, а также влагосодержанием.

Абсолютная влажность атмосферного воздуха, или плотность водяного пара, представляет собой массу во-

дяных паров, содержащихся в единице объема атмосферного воздуха при определенных давлении и температуре

$$\rho_{\text{п}} = \frac{M_{\text{п}}}{V},$$

где $\rho_{\text{п}}$ — абсолютная влажность атмосферного воздуха, г/м³;
$M_{\text{п}}$ — масса водяного пара, находящегося в атмосферном воздухе, г;
V — объем атмосферного воздуха, м³.

Абсолютную влажность атмосферного воздуха в состоянии его насыщения называют влагоемкостью $\rho_{\text{н}}$, значение которой повышается с увеличением температуры воздуха:

Температура, °С	−10	−20	0	+10	+20	+30	+40
Влагоемкость, г/м³	1,1	2,3	4,9	9,4	17,2	30,1	50,8

Относительную влажность атмосферного воздуха определяют через отношение абсолютной влажности $\rho_{\text{п}}$ к его влагоемкости ρ

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{н}}} \cdot 100,$$

где φ — относительная влажность атмосферного воздуха, %.

Относительную влажность воздуха рассчитывают также по формуле

$$\varphi = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{н}}} 100.$$

Влагосодержанием называют отнесенную к единице массы сухого воздуха массу водяных паров, содержащихся в атмосферном воздухе,

$$d = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{с.в}}},$$

где d — влагосодержание атмосферного воздуха, г водяных паров в 1 кг сухого воздуха;
$M_{\text{с.в}}$ — масса сухого воздуха, кг.

Плотность и удельный объем. Плотность атмосферного воздуха находят по уравнению

$$\rho = \frac{M}{V},$$

где ρ — плотность атмосферного воздуха, кг/м³;
M — масса атмосферного воздуха, кг.

Удельный объем атмосферного воздуха определяют из отношения

$$v = \frac{V}{M},$$

где v — удельный объем атмосферного воздуха, м³/кг.

При расчете производительности систем кондиционирования находят массу сухого воздуха в заданном объеме

$$M_{с.в} = V\rho_{с.в},$$

где $\rho_{с.в}$ — масса сухого воздуха, находящегося в 1 м³ атмосферного воздуха (плотность сухого воздуха), кг/м³.

Значения плотности сухого воздуха $\rho_{с.в}$, парциального давления насыщенного водяного пара $p_н$, находящегося в атмосферном воздухе, и влагосодержания $d_н$ атмосферного воздуха при полном насыщении его влагой, приведены в приложении II.

Удельная теплоемкость и энтальпия. Теплоемкость атмосферного воздуха относят к единице массы его сухой части

$$c = c_{с.в} + c_п \frac{d}{1000},$$

где c — удельная теплоемкость атмосферного воздуха, кДж/(кг·К);
$c_{с.в}$ — удельная теплоемкость сухого воздуха, кДж/(кг·К) [$c_{с.в} = 1{,}005$ кДж/(кг·К)];
$c_п$ — удельная теплоемкость водяного пара, кДж/(кг·К) [$c_п = 1{,}8$ кДж/(кг·К)].

Энтальпию атмосферного воздуха также относят к единице массы сухого воздуха и определяют как сумму энтальпий сухого воздуха и водяного пара при 0° С (скрытая теплота фазового перехода) и температуре t

$$I = 1{,}005\,t + (2500 + 1{,}8\,t)\,d\,10^{-3}$$

или

$$I \approx ct + 2500\,d\,10^{-3}, \qquad (1)$$

где I — энтальпия атмосферного воздуха, кДж/кг;
2500 — скрытая теплота фазового перехода жидкость — пар, кДж/кг.

Из уравнения (1) видно, что энтальпия атмосферного воздуха складывается из двух составляющих, одна

из которых зависит от температуры, а другая — от влагосодержания воздуха. Первую составляющую этальпии называют явным теплом, а вторую — скрытым теплом.

Таким образом, энтальпия атмосферного воздуха при постоянном давлении является функцией двух параметров: температуры и влагосодержания.

Если при понижении температуры воздуха и увеличении влагосодержания его энтальпия постоянна, то уменьшение явного тепла компенсируется увеличением скрытого. Значения энтальпии и влагосодержания атмосферного воздуха приведены в приложении III.

§ 2. Уравнение состояния воздуха

Для идеальных газов при переходе из одного состояния в другое справедливо уравнение

$$pv = R_{\text{г}}T, \tag{2}$$

где p — давление идеального газа, Па;
$R_{\text{г}}$ — удельная газовая постоянная идеального газа, Дж/(кг·К).

Зависимость (2) называют уравнением состояния идеального газа, или его характеристическим уравнением (уравнение Клапейрона — Менделеева).

Для идеального газа произвольной массы M уравнение состояния (2) принимает вид

$$pv = MR_{\text{г}}T.$$

В диапазоне температур (—30÷+30° С) атмосферный воздух с достаточной для технических расчетов точностью подчиняется законам идеальных газов, обобщением которых является уравнение Клапейрона—Менделеева.

Для атмосферного воздуха массой 1 кг уравнение состояния имеет вид

$$p_{\text{б}}v = R_{\text{в}}T,$$

или

$$p_{\text{б}} = \rho R_{\text{в}}T, \tag{3}$$

где $R_{\text{в}}$ — удельная газовая постоянная атмосферного воздуха, Дж/(кг·К).

Плотность атмосферного воздуха рассматривают как сумму плотностей сухого воздуха и водяного пара

$$\rho = \rho_{\text{с.в}} + \rho_{\text{п}}. \tag{4}$$

Согласно уравнению (3) плотность сухой и влажной частей атмосферного воздуха определяют по формулам:

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

$$\rho_{п} = \frac{p_{п}}{R_{п}T},$$

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

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

Подставляя $\rho_{с.в}$ и $\rho_{п}$ в уравнение (4) и учитывая, что $p_{п} = \varphi p_{н}$, получают

$$\rho = \frac{p_{с.в}}{R_{с.в}T} + \frac{\varphi p_{н}}{R_{п}T}.$$

Поскольку $p_{с.в} = p_{б} - \varphi p_{н}$, то

$$\rho = \frac{p_{б}}{R_{с.в}T} - \frac{\varphi p_{н}}{T}\left(\frac{1}{R_{с.в}} - \frac{1}{R_{п}}\right). \qquad (5)$$

В уравнении (5) первое слагаемое можно рассматривать как плотность сухого воздуха, находящегося под давлением, равным давлению атмосферного воздуха. Учитывая значения $R_{с.в}$ и $R_{п}$, находят

$$\rho = \rho_{с.в} - 0{,}013 \cdot \frac{\varphi p_{н}}{T}. \qquad (6)$$

Из уравнения (6) видно, что $\rho < \rho_{с.в}$, т. е. атмосферный воздух легче сухого при тех же температурах и давлениях.

На основании уравнения состояния рассчитывают влагосодержание

$$d = \frac{R_{с.в}}{R_{п}} \cdot \frac{p_{п}}{p_{с.в}}.$$

При подстановке значений $R_{с.в}$ и $R_{п}$, а также $p_{с.в} = p_{б} - \varphi p_{н}$ в последнее выражение получают

$$d = 622 \cdot \frac{p_{п}}{p_{б} - p_{п}} = 622 \cdot \frac{\varphi p_{н}}{p_{б} - \varphi p_{н}}.$$

При полном насыщении атмосферного воздуха влагой ($\varphi = 1$)

$$d_н = 622 \cdot \frac{p_н}{p_б - p_н},$$

где $d_н$ — влагосодержание атмосферного воздуха при полном насыщении его влагой, г/кг.

§ 3. *I—d*-диаграмма воздуха

Расчет изменения состояния атмосферного воздуха с помощью уравнений для идеального газа требует выполнения громоздких арифметических вычислений. Более простым и наглядным является расчет с помощью *I—d*-диаграммы.

Поэтому при выполнении расчета систем кондиционирования воздуха пользуются *I—d*-диаграммой, построенной для определенного расчетного давления $p_б$ атмосферного воздуха. Расчетное давление $p_б$ определяют по строительным нормам и правилам. На территории СССР давление $p_б$ изменяется от $0{,}89 \cdot 10^5$ до $1{,}013 \cdot 10^5$ Па [685—760 мм рт. ст.]. В строительных нормах и правилах указано рекомендуемое значение расчетного давления, округленное до $\pm 0{,}009975 \cdot 10^5$ Па [±7,5 мм рт. ст.], т. е. давления выбраны с интервалом $0{,}01995 \cdot 10^5$ Па [15 мм рт. ст.].

I—d-диаграмму строят в косоугольной системе координат. Угол между осями 135°. На оси абсцисс откладывают значения влагосодержания воздуха d, а на оси ординат — значения энтальпии I. Угол наклона линий постоянной энтальпии $I = \text{const}$ (изоэнтальп) 135°. Линии постоянного влагосодержания $d = \text{const}$ представляют собой строго вертикальные линии. На диаграмму наносят горизонтальную линию, используемую в качестве дополнительной оси влагосодержания (см. *I—d*-диаграмму в приложении IV). На полученной сетке, состоящей из линий постоянного влагосодержания $d = \text{const}$ и линий постоянной энтальпии $I = \text{const}$, располагают изотермы и кривые $\varphi = \text{const}$. Изотермы представляют собой прямые линии, имеющие небольшой наклон к горизонтальной оси. Точки, расположенные на изотермах и соответствующие $\varphi = 100\%$, соединяют плавной кривой, которая является линией постоянной относитель-

ной влажности $\varphi = 100\%$ (линия насыщения). Эта линия делит I—d-диаграмму на две части. Выше линии насыщения расположена область состояний воздуха, содержащего перегретые водяные пары. На линии $\varphi = 100\%$ расположены точки, характеризующие состояние воздуха с содержанием в нем насыщенных водяных паров; ниже линии $\varphi = 100\%$ — состояние пересыщения воздуха водяными парами (область тумана).

Шкала парциальных давлений водяного пара нанесена на оси ординат с правой стороны диаграммы (рис. 1).

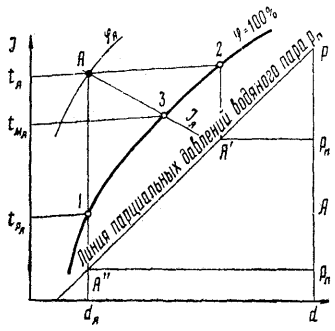


Рис. 1. Схема определения параметров воздуха с помощью I—d-диаграммы.

Линию парциальных давлений водяного пара образуют точки, полученные в результате пересечения горизонталей $p_н = \text{const}$ с вертикалями, опущенными из концов изотерм. На рис. 1 точка A' характеризует парциальное давление насыщенного водяного пара для состояний воздуха, имеющих температуру t_A. Она является точкой пересечения линии $p_{нA} = \text{const}$ с вертикалью 2—A', опущенной из конца изотермы $t_A = \text{const}$. Парциальное давление водяного пара $p_п$ в воздухе состояния A характеризует точка A'', находящаяся на пересечении вертикали, проведенной из точки A, с линией парциальных давлений водяного пара.

Таким образом I—d-диаграмма графически выражает зависимость между основными параметрами воздуха при определенном барометрическом давлении $p_б$. Любая точка на I—d-диаграмме характеризует определенное состояние воздуха. Для произвольной точки A заданными температурой t_A и относительной влажностью φ_A можно определить влагосодержание d_A, энтальпию I_A, парциальные давления насыщенного водяного пара $p_н$ и водяного пара в воздухе $p_п$ при температуре t_A.

Проведя через точку A линию $d_A = \text{const}$ до пересечения с линией $\varphi = 100\%$, получают точку I, которая характеризует состояние воздуха, охлажденного при по-

стоянном влагосодержании до t_{pA}. Точку *1* называют точкой росы воздуха состояния *A*, а температуру t_{pA} — температурой точки росы, являющейся пределом возможного охлаждения воздуха при неизменном влагосодержании. При дальнейшем охлаждении воздуха происходит конденсация пара, т. е. выпадение влаги из воздуха.

При изотермическом увлажнении воздуха состояния *A* точка, характеризующая состояние полного насыщения его влагой, находится на пересечении линии $t_A = \text{const}$ и $\varphi = 100\%$ (точка *2* на рис. 1).

Проведя через точку *A* линию I_A до пересечения с линией $\varphi = 100\%$, получают точку *3* предельного охлаждения воздуха при неизменной его энтальпии. Температуру t_{MA}, соответствующую точке *3*, можно приближенно считать равной температуре воздуха состояния *A*, измеренной по термометру, чувствительная часть которого смочена водой. Такую температуру называют температурой мокрого термометра.

Рассмотрим в общем виде переход воздуха из начального состояния *1* (параметры I_1 и d_1) в конечное состояние *2* (параметры I_2 и d_2).

Параметры, характеризующие конечное состояние воздуха, определяют из уравнений:

$$I_2 = I_1 + \frac{Q}{M_{с.в}} + \frac{W}{M_{с.в}} i_W,$$

$$d_2 = d_1 + \frac{W}{M_{с.в}},$$

где Q — количество тепла, поглощаемого или выделяемого воздухом, кДж;

W — масса влаги, поглощаемой или выделяемой воздухом, кг;

i_w — энтальпия влаги, поглощаемой или выделяемой воздухом, кДж/кг;

d_1, d_2 — влагосодержание воздуха состояний *1* и *2*, кг/кг;

$$i = c_W t_W,$$

c_W — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К) [$c_W = 4{,}187$ кДж/(кг·К)];

t_W — температура воды, °С.

Изменения энтальпии и влагосодержания воздуха рассчитывают по уравнениям

$$I_2 - I_1 = \frac{Q}{M_{с.в}} + \frac{W}{M_{с.в}} i_W,$$

$$d_2 - d_1 = \frac{W}{M_{с.в}}$$

откуда

$$\frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} = \frac{Q}{W} + i_W. \qquad (7)$$

Выражение (7) является общим уравнением, описывающим переход воздуха из одного состояния в другое. На I—d-диаграмме процессы перехода воздуха из одного состояния в другое изображают прямыми линиями (лучами), которые проходят через точки, соответствующие начальному и конечному состояниям воздуха. Уравнение перехода представляет собой уравнение пучка прямых, положение которых на I—d-диаграмме определяется точкой начального состояния воздуха 1 (I_1, d_1) и величиной тепловлажностного коэффициента ε, представляющего собой отношение изменения энтальпии воздуха к изменению его влагосодержания

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000,$$

где ε — тепловлажностный коэффициент линии процесса (коэффициент, характеризующий изменение состояния воздуха), кДж/кг.

Характер изменения состояния воздуха определяется значением тепловлажностного коэффициента ε.

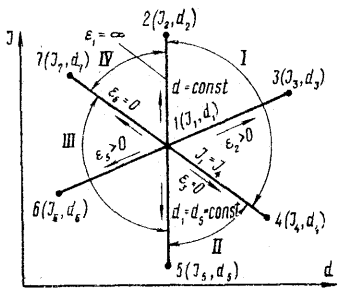


Рис. 2. Изображение на I—d-диаграмме процессов изменения состояния воздуха при нагревании без подвода и отвода влаги (линия *1—2*), нагревании с одновременным увлажнением (линия *1—3*), увлажнении без подвода и отвода тепла (линия *1—4*), охлаждении без подвода и отвода влаги (линия *1—5*), охлаждении с одновременным осушением (линия *1—6*) и осушении без подвода и отвода тепла (линия *1—7*).

Рассмотрим различные процессы изменения состояния воздуха при подводе и отводе от него тепла или влаги и соответствующие изменения тепловлажностного коэффициента ε (рис. 2).

1. Воздух нагревают при постоянном влагосодержании ($I_2 > I_1$, $d_2 = d_1$). Линия *1—2* (см. рис. 2) характеризует изменение состояния воздуха в процессе нагревания ($d = \text{const}$). Тепловлажностный коэффициент

$$\varepsilon_1 = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = \infty.$$

2. Воздух нагревают, одновременно увлажняя его. При этом $I_3 > I_1$, $d_3 > d_1$ (линия *1—3*, см. рис. 2). Тепловлажностный коэффициент линии процесса

$$\varepsilon_2 = \frac{I_3 - I_1}{d_3 - d_1} \cdot 1000 > 0.$$

3. Воздух изоэнтальпически увлажняют ($I_4 = I_1$, $d_4 > d_1$, линия *1—4*, см. рис. 2). При такой обработке воздуха тепловлажностный коэффициент равен

$$\varepsilon_3 = \frac{I_4 - I_1}{d_4 - d_1} \cdot 1000 = 0.$$

4. Воздух охлаждают при постоянном влагосодержании ($I_5 < I_1$, $d_5 = d_1$, линия *1—5*, см. рис. 2). Коэффициент ε_4 равен

$$\varepsilon_4 = \frac{I_5 - I_1}{d_5 - d_1} \cdot 1000 = -\infty.$$

5. Воздух охлаждают с одновременным его осушением. Так как $d_6 < d_1$, а $I_6 < I_1$, коэффициент линии процесса

$$\varepsilon_5 = \frac{I_6 - I_1}{d_6 - d_1} \cdot 1000 > 0.$$

6. Воздух изоэнтальпически осушают ($I_7 = I_1$, $d_7 < d_1$, линия *1—7*, см. рис. 2). При этом тепловлажностный коэффициент

$$\varepsilon_6 = \frac{I_7 - I_1}{d_7 - d_1} \cdot 1000 = 0.$$

Из рис. 2 видно, что в результате перехода воздуха из одного состояния в другое энтальпия и влагосодер-

жание изменяются, причем отклонения энтальпии ΔI и влагосодержания Δd могут быть положительными, отрицательными и равными нулю.

В зависимости от знака ΔI и Δd область возможных процессов изменения состояния воздуха в I—d-диаграмме можно разделить на четыре сектора:

сектор I ($+\Delta I$ и $+\Delta d$) — процессы нагревания воздуха с одновременным его увлажнением; тепловлажностный коэффициент изменяется в пределах $+\infty \geqslant \varepsilon_I \geqslant 0$;

сектор II ($-\Delta I$ и $+\Delta d$) — процессы охлаждения с одновременным увлажнением воздуха, значения тепловлажностного коэффициента составляют $-\infty \leqslant \varepsilon_{II} \leqslant 0$;

сектор III ($-\Delta I$ и $-\Delta d$) — процессы охлаждения воздуха с одновременным его осушением, значения тепловлажностного коэффициента ε_{III} всегда положительны ($0 \leqslant \varepsilon_{III} \leqslant \infty$);

сектор IV ($+\Delta I$ и $-\Delta d$) — процессы нагревания воздуха с его осушением, значения тепловлажностного коэффициента ε_{IV} всегда отрицательные ($0 \geqslant \varepsilon_{IV} \geqslant -\infty$).

Значения ε позволяют количественно оценить процессы изменения состояния воздуха. Большие абсолютные значения ε характеризуют тепловые процессы, а небольшие — влажностные.

На I—d-диаграмму линии процессов изменения состояния воздуха наносят путем непосредственного построения или с помощью транспортира углового масштаба (рис. 3).

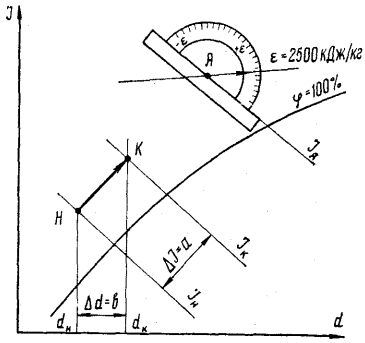


Рис. 3. Построение на I—d-диаграмме линии, характеризующей изменение состояния воздуха.

Чтобы нанести на I—d-диаграмму линию заданного процесса изменения состояния воздуха методом непосредственного построения (прямая H—K, см. рис. 3), предварительно рассчитывают тепловлажностный коэффициент ε по формуле

$$\varepsilon = \frac{I_к - I_н}{d_к - d_н} \times$$

$$\times 1000 = \frac{a}{b} \cdot 1000,$$

где a и b являются приращениями координат энтальпии и влагосодержания относительно точки H. Их можно выбрать произвольно, но отношение должно быть постоянным и равным $\varepsilon/1000$.

На I—d-диаграмму наносят линии постоянной энтальпии $I_к$ и постоянного влагосодержания $d_к$, отстоящие от точки H соответственно на расстоянии $\Delta I=a$ и $\Delta d=b$. На пересечении линий $I_к$ и $d_к$ находят точку K. Линия H—K является графическим выражением искомого луча, характеризующего заданное направление изменения тепловлажностного состояния воздуха.

Для облегчения нанесения лучей на I—d-диаграмму применяют транспортиры углового масштаба. На транспортирах отмечены деления с указанием численных значений ε от $-\infty$ до $+\infty$, а также отношение масштабов энтальпий и влагосодержания, которому соответствует данный транспортир. При нанесении заданного направления луча процесса с помощью транспортира углового масштаба необходимо, чтобы отношение масштабов, отмеченное на транспортире, соответствовало бы отношению масштабов энтальпии и влагосодержания на I—d-диаграмме.

Нанесение на I—d-диаграмму линии процесса с тепловлажностным коэффициентом $\varepsilon=2500$ кДж/кг из заданной точки A с помощью транспортира углового масштаба приведено на рис. 3.

Определяемые одним и тем же значением ε процессы изменения состояния воздуха характеризуются одинаковым количеством тепла, приходящимся на 1 кг поглощаемой или выделяемой воздухом влаги. Следовательно, если начальные параметры воздуха различны, а значения ε одинаковы, то линии, характеризующие процессы изменения состояния воздуха, параллельны друг другу.

I—d-диаграмма позволяет также графически определить параметры, характеризующие состояние смеси воздуха различных состояний. Если воздух состояния *1* смешивают с воздухом состояния *2* (рис. 4, *а*), то точка C, характеризующая состояние смеси, находится на линии *1*—*2* и делит ее таким образом, что отношение отрезков *2*—C и *1*—C обратно пропорционально массам смешиваемого воздуха. Это правило вытекает из уравнения баланса тепла при смешивании воздуха состояния *1* с воздухом состояния *2*

$$M_1 I_1 + M_2 I_2 = (M_1 + M_2) I_c,$$

где M_1 и M_2 — масса воздуха состояний *1* и *2*, кг;
I_1 и I_2 — энтальпия воздуха состояний *1* и *2*, кДж/кг;
I_c — энтальпия смеси воздуха, кДж/кг.

Уравнение баланса влаги

$$M_1 d_1 + M_2 d_2 = (M_1 + M_2) d_c,$$

где d_1 и d_2 — влагосодержание воздуха состояний *1* и *2*, г/кг;
d_c — влагосодержание смеси воздуха, г/кг.

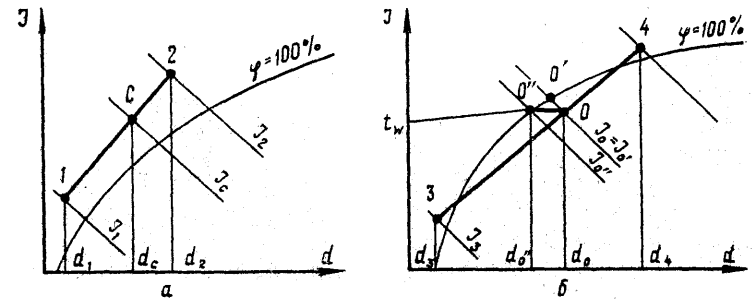


Рис. 4. Схема определения параметров смеси воздуха при расположении точки смеси:

а — выше линии $\varphi = 100\%$; *б* — ниже линии $\varphi = 100\%$.

Из уравнений балансов тепла и влаги определяют энтальпию и влагосодержание смеси

$$I_c = \frac{M_1 I_1 + M_2 I_2}{M_1 + M_2},$$

$$d_c = \frac{M_1 d_1 + M_2 d_2}{M_1 + M_2}.$$

При перенасыщении влагой смеси воздуха линия смешения может пересекать пограничную кривую $\varphi = 100\%$ (линия *3—4* на рис. 4, *б*).

Отдельным соотношениям смешиваемых масс воздуха соответствуют положения точки смешения на линии *3—4*, лежащие ниже кривой насыщения (точка *O*). В этом случае часть водяного пара, содержащегося в смеси, конденсируется. Образовавшиеся капли воды

уносят тепло, соответствующее их энтальпии. Выделившаяся при конденсации теплота испарения приводит к незначительному подогреву воздуха. Действительное состояние смеси воздуха характеризуется точкой O'', лежащей на линии $\varphi = 100\%$. Влагосодержание и энтальпию точки O'' определяют с помощью уравнений:

$$d_{O''} = d_O + \Delta W,$$

$$I_{O''} = I_O + \Delta i,$$

где d_O, $d_{O''}$ — влагосодержание воздуха состояний O и O'', кг/кг;
ΔW — количество сконденсировавшейся влаги, кг/кг;
I_O, $I_{O''}$ — энтальпия воздуха состояний O и O'', кДж/кг;
Δi — энтальпия сконденсировавшейся влаги, кДж/кг;

$$\Delta i = c_W t_W \Delta W.$$

Откуда

$$\frac{I_O - I_{O''}}{d_O - d_{O''}} = \frac{\Delta i}{\Delta W} = c_W t_W. \qquad (8)$$

Уравнение (8) решают методом подбора точки на линии $\varphi = 100\%$, параметры ($I_{O''}$, $d_{O''}$ и t_W) которой характеризуют действительное состояние воздуха после смешивания.

Практически количество выпадаемой влаги настолько незначительно, что можно пренебречь различием в значениях I_0 и $I_{o''}$, и за точку, характеризующую конечное состояние смеси, принимать точку O', лежащую на пересечении линий $I_o = \text{const}$ и $\varphi = 100\%$.

Глава II

РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА

§ 1. Расчетные параметры наружного воздуха

Режим работы систем кондиционирования во многом зависит от состояния воздуха земной атмосферы (наружной климат) и в кондиционируемом помещении (внутренний климат или микроклимат). При расчете систем учитывают параметры наружного и внутреннего воздуха. Расчетные параметры наружного воздуха оп-

ределяют по результатам многолетних метеорологических наблюдений, а параметры внутреннего воздуха — в зависимости от назначения помещения.

Существующими нормами предусмотрены три группы расчетных параметров наружного воздуха: А, Б и В.

Расчетными параметрами группы А для теплого периода года являются средняя температура воздуха в 13 ч самого жаркого месяца и энтальпия, определяемая при этой температуре и средней относительной влажности воздуха в 13 ч самого жаркого месяца; а для холодного периода года — средняя температура воздуха в 13 ч самого холодного месяца и энтальпия, определяемая при этой температуре и средней относительной влажности воздуха в 13 ч самого холодного месяца. При определении расчетных параметров для теплого периода года необходимо соблюдать условие, согласно которому более высокие значения температуры и энтальпии наружного воздуха, чем принятые, в данном географическом районе должны быть не более 400 ч.

В качестве расчетных параметров наружного воздуха группы Б для холодного периода года принимают среднюю температуру самой холодной пятидневки и энтальпию воздуха, соответствующую этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч. Для теплого периода года параметры соответствуют температуре воздуха, более высокое значение которой в данном географическом пункте наблюдается не более 220 ч в году, и энтальпии воздуха, более высокое значение которой наблюдается не более 200 ч в году.

В качестве расчетных параметров наружного воздуха группы В принимают для холодного периода года абсолютную минимальную температуру и энтальпию воздуха, соответствующую этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч; для теплого периода года — абсолютную максимальную температуру и соответствующую этой температуре энтальпию, зарегистрированные наблюдениями за многолетний период в данном географическом пункте.

Расчетные параметры группы А наружного воздуха используют при проектировании систем общеобменной вентиляции, предназначенных для удаления избытков

тепла и влаги, в том числе при проектировании систем вентиляции с испарительным (изоэнтальпическим) охлаждением воздуха (с распылением воды непосредственно в помещениях, воздуховодах или камерах орошения); расчетные параметры группы Б — при проектировании систем кондиционирования воздуха, а также при проектировании систем воздушного отопления и воздушно-тепловых завес (для холодного периода года); расчетные параметры группы В — только в исключительных случаях при проектировании систем кондиционирования воздуха в соответствии со специально обоснованными требованиями.

Расчетные параметры группы Б наружного воздуха приведены в приложении V (по СНиП II-33—75).

§ 2. Микроклимат кондиционируемых помещений

Микроклиматом кондиционируемого помещения называют состояние динамического равновесия между внешними и внутренними поступлениями тепла и влаги в помещение и циркуляционными потоками воздуха, которые целенаправленно создаются системой кондиционирования.

Основными параметрами микроклимата помещений являются температуры внутреннего воздуха и поверхности конструкций, ограждающих помещение от внешней среды, влажность и скорость движения воздуха в помещении.

За расчетную внутреннюю температуру $t_в$ принимают температуру воздуха в помещении на высоте 1,5 м от пола и не ближе 1 м от наружной стены. В остальных точках помещения температура воздуха отличается от расчетной и зависит от разности между температурами наружного и внутреннего воздуха, внутреннего воздуха и поверхности ограждений, а также от суммарной площади теплопередающей поверхности наружных ограждений, интенсивности солнечной радиации, высоты помещений, способа распределения приточного воздуха в помещении и др.

Температура и влажность внутреннего воздуха, характер их изменения в связи с периодами года и особенностями процессов, происходящих в помещениях, явля-

ются важнейшими факторами, влияющими на находящихся в помещении людей. Температура внутренних поверхностей конструкций, ограждающих помещение (радиационная температура $t_{рад}$), также существенно влияет на состояние людей, поскольку значительная часть потерь тепла организмом человека происходит излучением (примерно 45—60% от суммарных потерь тепла). При расчетах теплового баланса учитывают среднюю температуру поверхности конструкций, ограждающих помещения.

На скорость движения воздуха менее 0,08 м/с организм человека не реагирует. Скорость движения воздуха более 0,3 м/с создает ощущение сквозняка. Для холодного периода за максимальную скорость движения воздуха рекомендуется принимать не более 0,1—0,15 м/с и для теплого — не более 0,25 м/с.

Сочетание перечисленных параметров (температура воздуха $t_в$ в помещении, температура поверхностей конструкций, ограждающих помещения, $t_{рад}$, относительная влажность воздуха $\varphi_в$ и скорость движения воздуха ω), обусловливающих наилучшее самочувствие человека, называют комфортными условиями. Соответствующую комфортным условиям область параметров называют зоной комфорта.

К показателям, позволяющим измерять комфортные условия, относят эффективные, эквивалентно-эффективные и радиационно-эффективные температуры.

Эффективной температурой называют температуру, которая соответствует температуре неподвижного насыщенного влагой воздуха, вызывающего у человека тепловое ощущение, аналогичное тому, которое он испытывает в окружающей его воздушной среде, характеризуемой определенными температурой и относительной влажностью. Соотношения температуры и относительной влажности воздуха, определяемые эффективной температурой, устанавливают опытным путем. На основе полученных данных строят номограммы или графики эффективных температур, на которые наносят зону комфорта.

Показатель комфортных условий, учитывающий наряду с температурой и относительной влажностью скорость движения воздуха, называют эквивалентно-эффективной температурой.

Номограмма для определения эффективных и эквивалентно-эффективных температур приведена на рис. 5. На номограмме нанесены зоны комфорта, представляющие собой совокупность значений эквивалентно-эффек-

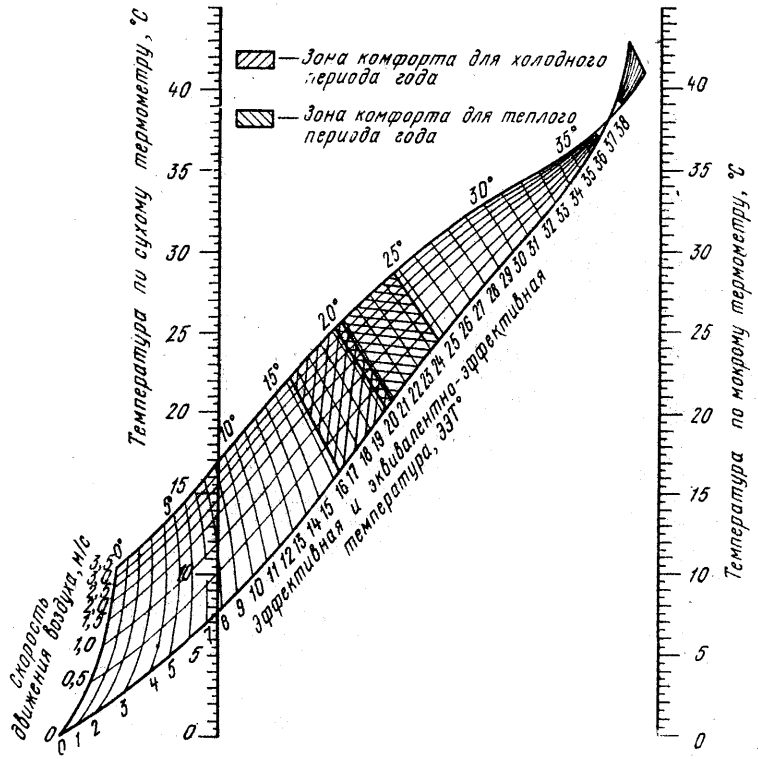


Рис. 5. Номограмма для определения эквивалентно-эффективных температур.

тивных температур, при которых человек не испытывает неприятных тепловых ощущений. Из номограммы видно, что одни и те же комфортные условия можно получить различными сочетаниями температур воздуха по сухому и мокрому термометрам и скорости движения воздуха. Но для увеличения охлаждающего эффекта воздуха и сохранения комфортных условий при повышении температуры по сухому термометру необходимо уменьшить

относительную влажность (температуру воздуха по мокрому термометру) и скорость его движения.

Область параметров, расположенную выше точки, в которой сходятся все кривые постоянной скорости движения воздуха, называют зоной обратного нагревания, так как при температуре $t_c > 36°$ С возникает противоположный эффект воздействия окружающей среды на организм человека, т. е. нагревающий.

Область параметров, расположенную левее шкалы температуры по сухому термометру, называют зоной обратного охлаждения. Наличие такой зоны можно объяснить увеличением потерь тепла телом человека вследствие конвекции (при температуре по сухому термометру меньше 10° С потери тепла из-за испарения влаги составляют всего лишь 12% и менее от суммарных потерь тепла телом человека).

Из номограммы также видно, что увеличение скорости движения воздуха свыше 1,5 м/с существенно не влияет на характер теплообмена между телом человека и окружающей средой. Поэтому расстояние между кривыми постоянной скорости резко уменьшается.

На номограмму нанесены зоны комфорта для теплого и холодного периодов года. Зоны учитывают комфортные условия для одетых по сезону людей, находящихся в относительно спокойном состоянии (выполняющих легкую работу или не работающих физически). Смещение зоны комфорта для холодного периода в область более низких температур по сравнению с зоной комфорта для теплого периода года объясняется влиянием более теплой зимней одежды. Для теплого периода максимум комфорта находится между 21 и 22° С, для холодного — между 18 и 19° С.

Номограммы эффективных температур и эквивалентно-эффективных температур не учитывают влияния радиационного теплообмена (теплообмен, вызванный разностью между температурами тела человека и конструкций, ограждающих помещения) на тепловое ощущение человека. Это влияние отражается с помощью номограмм радиационно-эффективных температур, графиков, таблиц и поправочных коэффициентов, учитывающих его обычно в виде зависимости температуры внутреннего воздуха от температуры внутренних поверхностей конструкций, ограждающих помещения.

Ниже приведены значения температуры $t_в$, принимаемой в качестве расчетной температуры внутреннего воздуха, в зависимости от $t_{рад}$ -

$t_в$, °С	16	17	18	19	20	21
$t_{рад}$, °С	20	19,2	18,5	18	17,5	16,8

Из приведенных данных видно, что для того, чтобы температура внутреннего воздуха соответствовала зоне комфорта, необходимо с понижением температуры $t_{рад}$ повышать температуру $t_в$, и наоборот.

Влияние температуры поверхности конструкций, ограждающих помещения, на комфортные условия учитывают также следующим образом. Если температура поверхности конструкций, ограждающих помещения, незначительно (до 3° С) выше температуры воздуха $t_в$ кондиционируемого помещения, то вблизи конструкций (на расстоянии до 3 м) значение температуры воздуха $t_в$ в кондиционируемом помещении, полученное по номограмме эквивалентно-эффективных температур, уменьшают на 1,1° С на каждый градус разности между температурами $t'_в$ и $t_{рад}$. Если температура $t_{рад}$ ниже температуры $t_в$ (не более, чем на 3° С), то температуру воздуха вблизи ограждающих конструкций (на расстоянии до 3 м) повышают по сравнению с температурой, полученной по номограмме эквивалентно-эффективных температур на 1,1° С на каждый градус разности.

Рассмотренные способы оценки комфортных условий не учитывают характер и категорию работы, выполняемой рабочим, продолжительность пребывания его в помещении и др. Поэтому отклонения комфортной температуры от температур, определяемых с помощью этих способов, могут достигать ±1,5° С и более.

§ 3. Расчетные параметры внутреннего воздуха

Расчетными параметрами внутреннего воздуха в кондиционируемых помещениях являются параметры воздуха, соответствующие комфортным условиям и требованиям технологического процесса. Установлены расчетные параметры (оптимальная и допустимая температуры, относительная влажность и скорость движения воздуха), удовлетворяющие комфортным условиям для холодного, переходного и теплого периодов года. Согласно принятым нормам проектирования систем вентиляции и кондиционирования температура наружного воздуха менее

10° С определяет холодный (зимний) период, более 10° С — теплый (летний) период года. Для переходного периода года температура наружного воздуха составляет около 10° С. При этом расчетными параметрами внутреннего воздуха для переходного периода являются параметры, принятые для холодного периода.

Расчетные допустимые параметры воздуха приведены в приложении VI, а оптимальные параметры воздуха в рабочей и обслуживаемой зонах помещений производственных, вспомогательных и общественных зданий — в приложении VII. Из приложения VII следует, что зимой оптимальные комфортные условия для рабочих, нормально одетых и выполняющих легкую работу в общественных помещениях, характеризуются параметрами: температура 20—22° С, относительная влажность 60—30%, скорость движения воздуха не более 0,2 м/с.

Для находящихся в жилых помещениях людей оптимальные комфортные условия характеризуются тем же сочетанием температуры и относительной влажности воздуха. Скорость движения воздуха равна 0,1—0,15 м/с.

Летом оптимальным комфортным условиям в общественных и производственных помещениях соответствуют температура 22—25° С, относительная влажность 60—30%, скорость движения воздуха 0,2—0,5 м/с; в жилых помещениях — аналогичное сочетание температуры и относительной влажности воздуха при скорости его движения не более 0,25 м/с.

Для производственных помещений расчетные допустимые и оптимальные параметры воздуха приведены в приложениях VI и VII в зависимости от категории работы и избытков явного тепла.

Все производственные работы по тяжести труда подразделяют на легкую, средней тяжести и тяжелую. К легким относят работы, не требующие систематического физического напряжения или поднятия и переноски тяжестей (выделение тепла одним человеком до 175 Вт); к работам средней тяжести — работы, связанные с постоянной ходьбой и переноской тяжестей до 10 кг (выделение тепла одним человеком до 290 Вт); к тяжелым — работы, связанные с систематическим физическим напряжением, постоянными передвижениями и переноской тяжестей более 10 кг (выделение тепла одним человеком более 290 Вт).

В зависимости от избытков явного тепла производственные помещения разделяют на помещения, характеризуемые незначительными удельными избытками явного тепла (до 23 Вт/м³), и помещения со значительными удельными избытками явного тепла (более 23 Вт/м³).

Расчетные температура и относительная влажность воздуха в основных помещениях предприятий мясной и молочной промышленности, соответствующие комфортным условиям и составленные на основе нормируемых допустимых параметров (см. приложение VI) с учетом категории тяжести выполняемой работы и избытков явного тепла, приведены в табл. 1.

Расчетные параметры окружающей среды (воздуха, паровоздушной или дымовоздушной среды) в производственных помещениях предприятий мясной и молочной промышленности, соответствующие технологическим требованиям или одновременно технологическим требованиям и комфортным условиям, приведены в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что в основных цехах переработки мяса, где имеется непосредственный контакт сырья с окружающей средой (цех разделки мяса, машинный зал и шприцовочная, цех производства фасованного мяса, отрубов и полуфабрикатов и др.), температура воздуха составляет 12° С, а относительная влажность — 70%. Расчетная температура воздуха является промежуточной между температурой, рекомендуемой технологическими условиями (0—4° С), и комфортными условиями для работающего персонала (16—20° С). Принятое значение температуры воздуха отвечает также санитарно-гигиеническим требованиям и полностью исключает возможность появления мух (личинка мухи начинает развиваться при 14—15° С).

Параметрам воздуха ($t_в = 12°$ С и $\varphi_в = 70\%$) в кондиционируемом помещении соответствует температура точки росы, равная или близкая по значению к температуре поверхности обрабатываемого сырья ($\sim 7°$ С). Поэтому интенсивность влагообмена между продуктом и воздухом помещения незначительна.

Помимо рекомендуемых параметров микроклимата в кондиционируемых помещениях необходимо поддерживать заданную чистоту воздуха. Вопросы очистки воздуха рассмотрены в главе V.

Таблица 1

Помещения	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %, не более
Мясная промышленность		
Отделение обескровливания и обработки пищевой крови	17—18	75
	19—20	75
	Не более 26	65
Отделение забеловки и съемки шкур	17—18	75
	19—20	75
	Не более 26	65
Отделение нутровки и зачистки туш и обработки субпродуктов	17—18	75
	19—20	75
	Не более 25	70
Отделение обработки субпродуктов (шерстных)	16—18	75
	19—20	75
	Не более 25	70
Цех пищевых топленых жиров	17—19	—
	20—22	—
	Не более 27	—
Шкуроконсервировочный цех	12	75
	15—16	75
	Не более 25	70
Термическое отделение	18—20	—
	20—22	—
	Не более 24	—
Отделение производства ливерных колбас	18—20	75
	20—22	75
	Не более 27	60
Аппаратное отделение цеха технических продуктов	22—24	75
	24—25	70
	Не более 27	60
Сырьевое отделение цеха технических продуктов	17—20	75
	20—22	75
	Не более 26	65
Цех технических топленых жиров	17—19	75
	20—22	75
	Не более 27	60
Отделение производства технического альбумина	18—22	75
	22—23	75
	Не более 27	60
Молочная промышленность		
Приемное отделение	17—19	75
	20—22	75
	Не более 25	70

Продолжение табл. 1

Помещения	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %, не более
Аппаратный цех	18—20	75
	22—24	75
	Не более 27	60
Заквасочное отделение	16—18	75
	18—20	75
	Не более 25	70
Цех производства творога	16—18	75
	18—20	75
	Не более 25	70
Цех производства масла	16—18	75
	20—22	75
	Не более 25	70
Цех розлива молока	16—18	75
	20—22	75
	Не более 25	70
Цех сгущения сыворотки	18—20	75
	22—24	75
	Не более 25	70
Цех домашнего сыра	16—18	75
	20—22	75
	Не более 25	70

Примечание. Первое значение температуры и относительной влажности характеризует холодный период, второе — переходный, третье — теплый.

Таблица 2

Помещения	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %
Мясная промышленность		
Камера размораживания мяса в полутушах, четвертинах и отрубах		
для колбасного производства	16—20	85—90
для производства полуфабрикатов и фасованного мяса	8	85—90
Помещение для накопления размороженных и охлажденных грузов (мясо в полутушах, блоках, а также субпродукты)	4	85—90

Продолжение табл. 2

Помещения	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %
Цех разделки мяса, машинный зал и шприцовочная, котлетный цех, цех производства фасованного мяса, отрубов и полуфабрикатов	12	70
Отделение мокрого и сухого посола окороков	4	75—80
Отделение созревания фарша	2—4	85—90
Осадочная камера		
вареных колбас	8	85—90
варено-копченых колбас	4—8	85—90
сырокопченых колбас	2—4	85—90
Обжарочная камера		
вареных колбас	90—100	15—20
полукопченых колбас	80—90	15—20*
Пароварочная камера		
вареных и полукопченых колбас	75—85	90**
варено-копченых колбас	70—75	85—90
Коптильная камера		
полукопченых колбас	40—45	60—65
варено-копченых колбас		
первичное копчение	70—80	60—65
вторичное копчение	40—45	60—65
сырокопченых колбас	18—22	60—65
Сушильная камера для полукопченых, варено-копченых и сырокопченых колбас	12	75
Камера воздушного охлаждения вареных колбас	2—8	90—95
Помещение для хранения		
вареных колбас	0—8	85—90
варено-копченых колбас	12—15	75—78
Помещение для хранения копченых колбасных изделий		
в подвешенном состоянии	12—15	75—78
в упакованном состоянии	0—4	75
Помещения для хранения мясных консервов	2—4	Не более 75
Молочная промышленность		
Помещение для термостатирования масла кислосливочного	25—28	Не нормируется
сметаны	26—28	» »
творога	30—32	» »

Продолжение табл. 2

Помещения	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %
молока ацидофильного	37—40	Не нормируется
молока стерилизованного в пакетах	37	» »
простокваши мечниковской	35--37	» »
простокваши обыкновенной	25—26	» »
кефира	10—12	» »
Отделение сквашивания		
простокваши		
мечниковской	35—37	» »
обыкновенной	40—45	» »
ряженки	40—45	» »
йогурта	42—45	» »
кефира	17—20	» »
Помещение хранения		
закваски	4—8	Не более 70
стерилизованного молока		
в пакетах	До 20	Не более 80
в бутылках	Не более 3	» » 80
сметаны	2—4	75—80
творога	0—4	Не более 80
сырково-творожной продукции (краткосрочное хранение)	0	» » 85
сгущенной молочной сыворотки (40% сухих веществ)	8—10	» » 70
сгущенной молочной сыворотки (60% сухих веществ)	0—5***	» » 70
	—3+—10****	» » 70
сухой молочной сыворотки (влажность не выше 5%, содержание сухих веществ 6,5%)	Не более 20	» » 70
сухого молока	5	» » 60
Отделение посола сыров	10—12	75—85
Камера созревания твердых сыров	8—12	87—93
Камера созревания мягких сыров	8—14	87—93
Отделение созревания копченых сыров	13—15	90—92
Отделение копчения копченых сыров	25—30	Не более 60
Камера хранения сыров	5—8	75—80

* Относительная влажность среды при обжарке может быть повышена до 65%.

** Варка сосисок при относительной влажности среды 80%.

*** Продолжительность хранения не более 2 мес.

**** Продолжительность хранения не более 6 мес.

Глава III

ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ БАЛАНСЫ КОНДИЦИОНИРУЕМЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

§ 1. Источники поступления тепла и влаги

Основными источниками поступления тепла и влаги в кондиционируемые помещения являются конструкции, ограждающие помещения, обрабатываемый продукт, оборудование, люди, электродвигатели и осветительные приборы.

Общее количество тепла, поступающего в помещение (со знаком «+») или выходящего из него (со знаком «—»), определяют по формуле

$$\Sigma Q = \pm Q_{огр} \pm Q_{пр} \pm Q_{ап} + Q_{л} + Q_{эл} + Q_{осв},$$

где

ΣQ — общее количество тепла, поступающего в кондиционируемое помещение, Вт;

$Q_{огр}$, $Q_{пр}$, $Q_{ап}$, $Q_{л}$, $Q_{эл}$, $Q_{осв}$ — количество тепла, поступающего через ограждающие конструкции помещения, от обрабатываемого продукта, от оборудования, от людей, от электродвигателей, от осветительных приборов, Вт.

При определении общего количества тепла ΣQ рекомендуется учитывать неодновременность поступления тепла от различных источников. Так, тепло от солнечной радиации (в дневное время) обычно не совпадает по времени действия с теплом, поступающим от осветительных приборов (в вечернее время). В случае неодновременности поступления учитывают только наибольшее количество тепла.

Общее количество влаги, поступающей в помещение (со знаком «+») или поглощаемой в нем (со знаком «—»), определяют по формуле

$$\Sigma W = W_{пр} + W_{ап} + W_{исп} + W_{л} + W_{огр},$$

где

ΣW — общее количество влаги, поступающей в помещение или поглощаемой в нем, кг/с;

$W_{пр}$, $W_{ап}$, $W_{л}$, $W_{исп}$, $W_{огр}$ — количество влаги, поступающей от обрабатываемого продукта, от оборудования, от людей, в результате испаре-

ния с поверхности оборудования и пола, в результате инфильтрации воздуха через конструкции, ограждающие помещения, кг/с.

Тепловой и влажностный баланс кондиционируемых помещений составляют для теплого и холодного периодов года.

§ 2. Поступление тепла и влаги через конструкции, ограждающие помещения и здания

При составлении теплового баланса учитывают количество тепла, поступающего через наружные и внутренние ограждающие помещения конструкции вследствие разности температур (трансмиссионное тепло), а также количество тепла, поступающего через наружные конструкции от солнечной радиации (инсоляция), и количество тепла, поступающего в результате инфильтрации воздуха через оконные и дверные проемы в наружных и внутренних ограждающих конструкциях.

Количество тепла, поступающего через наружные и внутренние конструкции, ограждающие здания и помещения, вследствие разности температур, определяют по формулам:

$$Q^{н}_{огр} = k_{н} F_{н} (t_{нр} - t_{в}),$$

$$Q^{п}_{огр} = k_{п} F_{п} (t_{нр} - t_{в}), \qquad Q^{в}_{огр} = k_{в} F_{в} (t_{см} - t_{в}),$$

где $Q^{н}_{огр}$, $Q^{п}_{огр}$, $Q^{в}_{огр}$ — количество тепла, поступающего через наружные стены, покрытия и внутренние ограждающие конструкции, Вт;

$k_{н}$, $k_{п}$, $k_{в}$ — коэффициент теплопередачи наружных стен, покрытий и внутренних ограждающих конструкций, Вт/(м²·К);

$F_{н}$, $F_{п}$, $F_{в}$ — площадь теплопередающей поверхности наружных стен, покрытий и внутренних ограждающих конструкций, м²;

$t_{нр}$ — расчетная температура наружного воздуха, соответствующая температуре, определяемой по параметрам группы Б (см. приложение V), °С;

$t_{в}$ — расчетная температура воздуха в помещении, °С (см. табл. 1 и 2, а также приложения VI и VII);

$t_{см}$ — температура воздуха в смежном помещении, °С.

Значения коэффициентов теплопередачи наружных стен $k_н$, покрытий $k_п$ и внутренних ограждающих конструкций (стен и междуэтажных перекрытий) $k_в$ рассчитывают по формулам, известным из теории теплопередачи.

Рекомендуемые значения коэффициентов теплопередачи для наружных стен $k_н$ и покрытий $k_п$ приведены в табл. 3.

Значения $k_н$ и $k_п$ выбирают в зависимости от среднегодовой температуры наружного воздуха в зоне расположения предприятия и температуры воздуха внутри помещения.

Таблица 3

Конструкции, ограждающие здание и помещения	Среднегодовая температура воздуха, °С	Коэффициент теплопередачи наружных ограждающих конструкций [в Вт/(м²·К)] при температуре воздуха в помещении, °С		
		0	4	12
Наружные стены	0 и ниже	0,47	0,47	0,58
	1—8	0,4	0,47	0,58
	9 и выше	0,3	0,34	0,47
Покрытия [1]	0 и ниже	0,41	0,41	0,58
	1—8	0,35	0,35	0,52
	9 и выше	0,29	0,29	0,47

[1] Коэффициенты теплопередачи чердачных покрытий увеличиваются на 10%.

Рекомендуемые значения коэффициентов теплопередачи для внутренних ограждающих конструкций $k_в$ приведены в табл. 4.

Значения коэффициента $k_в$ принимают в зависимости от разности между температурами в разделяемых помещениях.

При расчете количества тепла от солнечной радиации в теплый период года учитывают тепло, поступающее через покрытие здания, одну из наружных стен с наибольшей площадью теплопередающей поверхности или с неблагоприятной ориентацией (в тепловом балансе учиты-

Таблица 4

Температура воздуха в помещении, °С	Коэффициент теплопередачи внутренних ограждающих конструкций [в Вт/(м²·К)] при температуре воздуха в смежном помещении, °С			
	−4	0	+4	+12
0	0,52	0,58	0,58	0,64
+4	0,47	0,52	0,58	0,7
+12	0,41	0,47	0,58	0,76
+18	0,35	0,41	0,58	0,81

вают наибольшее из них), а также через световые проемы.

В холодный период года для световых проемов учитывают только тепло, теряемое вследствие теплопередачи,

$$Q^{\text{п}}_{\text{огр}_{\text{ср}}} = k_{\text{п}} F_{\text{п}} \Delta t_{\text{с}},$$

$$Q^{\text{н}}_{\text{огр}_{\text{ср}}} = k_{\text{н}} F_{\text{н}} \Delta t_{\text{с}_1},$$

$$Q^{\text{с.п}}_{\text{огр}} = q_{\text{с.п}} F_{\text{с.п}} C_{\text{з}} + k_{\text{с.п}} F_{\text{с.п}} (t_{\text{н.р}_{\text{т}}} - t_{\text{в}}),$$

где $Q^{\text{п}}_{\text{огр}_{\text{ср}}}$, $Q^{\text{н}}_{\text{огр}_{\text{ср}}}$ — количество тепла от солнечной радиации, поступающего через покрытие и наружную стену, Вт;

$Q^{\text{с.п}}_{\text{огр}}$ — количество тепла, поступающего через световые проемы наружных конструкций от солнечной радиации и вследствие теплопередачи, Вт;

$\Delta t_{\text{с}}$ — избыточная разность между температурами наружного воздуха и внутри помещения, учитывающая действие солнечной радиации на покрытие зданий, °С; для плоской кровли (независимо от ориентации и широты), покрытой толем, асфальтом $\Delta t_{\text{с}} = 18{,}5°$ С, темным рубероидом $\Delta t_{\text{с}} = 17{,}7°$ С, светлым рубероидом $\Delta t_{\text{с}} = 14{,}9°$ С;

$\Delta t_{\text{с}_1}$ — избыточная разность между температурами наружного воздуха и внутри помещения, учитывающая действие солнечной радиации на наружные стены зданий, °С;

$q_{\text{с.п}}$ — количество тепла, поступающего в помещение в июле и отнесенного к 1 м² остекленной поверхности светового проема, Вт/м²;

$F_{с.п}$ — площадь поверхности световых проемов, определяемая по их наименьшим размерам (в свету), м²;

$C_в$ — коэффициент солнцезащиты;

$k_{с.п}$ — коэффициент теплопередачи светового проема, Вт/(м²·К);

$t_{н.р_т}$ — расчетная температура наружного воздуха, соответствующая параметрам группы Б для теплого периода года (см. приложение V).

Количество тепла $q_{с.п}$, поступающего через световые проемы, частично или полностью облучаемые солнечной радиацией, определяют по формуле

$$q_{с.п} = (q_{п.р} + q_{р.р})\, k_1 k_2,$$

где $q_{п.р}$, $q_{р.р}$ — количество тепла, поступающего соответственно от прямой и рассеянной солнечной радиации, Вт/м² (значения $q_{п.р}$ и $q_{р.р}$ приведены в приложении VIII);

k_1 и k_2 — коэффициенты, учитывающие затенение остекления переплетами и его загрязнение ($k_1 = 0{,}6 \div 1$; $k_2 = 0{,}75 \div 1$).

Избыточная разность между температурами наружного воздуха и внутри помещения, учитывающая действие солнечной радиации на наружные стены зданий, приведена в табл. 5, а коэффициенты солнцезащиты и теплопередачи светового проема — в табл. 6.

Количество тепла, поступающего в теплый период в результате инфильтрации воздуха через оконные и дверные проемы в наружных конструкциях, определяют по формуле

$$Q^{н}_{огр_и} = L_{инф}\,(I_{н.р_т} - I_в)\,10^3,$$

где $Q^{н}_{орг_и}$ — количество тепла, поступающего в результате инфильтрации воздуха через оконные и дверные проемы в наружных конструкциях, Вт;

$L_{инф}$ — количество воздуха, проникающего в помещение через оконные и дверные проемы в наружных конструкциях, кг/с;

$I_{н.р_т}$ — расчетная энтальпия наружного воздуха для теплого периода года, кДж/кг (см. приложение V);

$I_в$ — энтальпия воздуха в помещении, кДж/кг ($I_в$ принимают по расчетным температуре и относительной влажности воздуха в помещении).

Таблица 5

Стена	Избыточная разность между температурами Δt_{c_1} при ориентации по странам света, °С								
	юг			юго-восток	юго-запад	восток	запад	северо-восток	северо-запад
	на географической широте								
	40°	50°	60°	от 40 до 60°					
Бетонная	5,9	8,0	9,°	8,8	10,0	9,8	11,7	5,1	5,6
Кирпичная	6,6	9,1	11,0	9,9	11,3	11,0	13,2	5,8	6,3
Побеленная известью или оштукатуренная светлой штукатуркой	3,6	4,9	6,0	5,4	6,1	6,0	7,2	3,2	3,5
Покрытая темной штукатуркой	5,1	7,1	8,5	7,7	8,8	8,5	10,2	4,5	4,0
Облицованная белыми глазурованными плитами	2,3	3,2	3,9	3,5	4,0	3,9	4,7	2,0	2,2

Таблица 6

Вид остекления	Коэффициент солнцезащиты $C_з$	Коэффициент теплопередачи светового проема $K_{с.п}$, Вт/(м²·К)
Одинарное из листового оконного или витринного стекла толщиной, мм		
2,5—3,5	1	5,9
4—6	0,95	5,9
8—12	0,9	5,9
Двойное из листового оконного или витринного стекла толщиной, мм		
2,5—3,5	0,9	2,9
4—6	0,8	2,9
Двойное из листового оконного или витринного стекла с внутренними шторами из тонкой ткани		
светлой	0,54	2,9
темной	0,64	2,9

Количество воздуха $L_{инф}$ подсчитывают по уравнению

$$L_{инф} = L_{дв} + L_{щ} = L_{дв_1} n_л + L_{щ_1} l_щ,$$

где $L_{дв}$, $L_{щ}$, $L_{дв_1}$ — количество воздуха, поступающего при открывании наружных дверей, через щели оконных и дверных проемов, через дверь при проходе одного человека, кг/с;

$n_л$ — количество людей, проходящих через двери;

$L_{щ_1}$ — количество воздуха, отнесенное к 1 м длины щели, кг/с;

$l_щ$ — длина щелей, м.

Количество воздуха, поступающего в помещение через дверь при проходе одного человека, приведено в табл. 7, а количество воздуха, отнесенное к 1 м длины щели, — в табл. 8.

Влага поступает в помещение вместе с воздухом в результате инфильтрации воздуха через оконные и двер-

Таблица 7

Наружная дверь	Количество людей, проходящих за 1 ч	Количество воздуха, поступающего при проходе одного человека, кг/(с·10^{-3})
Обычная	До 100	1,32
	Свыше 100	1,32
С тамбуром	До 100	0,97
	Свыше 100	0,97
Вращающаяся	До 100	0,28
	Свыше 100	0,25

Таблица 8

Переплет или притвор	Количество воздуха, поступающего через щели оконных и дверных проемов (в кг/с·10^{-3}) при скорости движения ветра, м/с				
	1	2	3	4	5
Металлический (ширина щели 1 мм)	1,1	1,7	2,1	2,3	3,3
Деревянный (ширина щели 1,5 мм)	1,6	2,5	3,1	3,5	4,9

ные проемы, а также диффузии ее через строительные материалы конструкций.

Количество влаги, поступающей в помещение в результате инфильтрации наружного воздуха, составляет

$$W^{н}_{огр_и} = L_{инф}\,(d_{н.р_т} - d_в)\,10^{-3},$$

где $W^{н}_{огр_и}$ — количество влаги, поступающей с инфильтрующимся наружным воздухом, кг/с;

$d_{н.р_т}$ — влагосодержание наружного воздуха, соответствующее расчетным параметрам группы Б для теплого периода года, г/кг;

$d_в$ — влагосодержание воздуха в кондиционируемом помещении, г/кг (определяют по расчетным температуре и относительной влажности воздуха, приведенным в табл. 1 и 2, а также в приложениях VI и VII).

Количество влаги, поступающей в результате диффузии ее через строительные материалы наружных и внутренних конструкций, обычно не учитывают при расчете влажностного баланса помещения. Современные ограждающие конструкции изготовляют из паронепроницаемых материалов, и поэтому количество влаги, проникающей через них, незначительно.

Количество тепла и влаги, поступающее в результате инфильтрации воздуха через проемы внутренних дверей кондиционируемых и некондиционируемых помещений, определяют по формулам

$$Q^{в}_{огр_и} = L_{инф}\,(I_в - I_{см})\,10^{3},$$

$$W^{в}_{огр_и} = L_{инф}\,(d_в - d_{см})\,10^{-3},$$

где $Q^{в}_{огр_и}$ — количество тепла, поступающего с воздухом в результате его инфильтрации через проемы внутренних дверей, Вт;

$I_{см}$ — энтальпия воздуха в смежном помещении, кДж/кг;

$W^{в}_{огр_и}$ — количество влаги, поступающей с воздухом в результате его инфильтрации через проемы внутренних дверей, кг/с;

$d_{см}$ — влагосодержание воздуха в смежном помещении, г/кг.

Количество воздуха $L_{инф}$ можно определить, пользуясь данными табл. 7 и 8.

Кроме того, количество тепла $Q^{в}_{огр_и}$ и влаги $W^{в}_{огр_и}$ можно также определить по формулам

$$Q^{в}_{огр_и} = q_{дв} F_{пл},$$

$$W^{в}_{огр_и} = \frac{q_{дв} F_{пл}}{\varepsilon_{дв}},$$

где $q_{дв}$ — количество тепла, поступающего через дверные проемы внутренних конструкций в результате инфильтрации воздуха и отнесенного к площади пола помещения, Вт/м²;

$F_{пл}$ — площадь пола кондиционируемого помещения, м²;

$\varepsilon_{дв}$ — тепловлажностный коэффициент линии, характеризующей смешивание воздуха кондиционируемого помещения с воздухом смежного помещения при открывании дверей, кДж/кг.

$$\varepsilon_{дв} = \frac{I_в - I_{см}}{d_в - d_{см}} \cdot 10^3.$$

Количество тепла, поступающего через дверные проемы внутренних конструкций, приведено в табл. 9.

Таблица 9

Помещения	Количество тепла (в Вт/м²), поступающего при открывании дверей и отнесенного к 1 м² пола при площади, м²		
	до 50	50—100	свыше 150
Отделение разделки мяса	32,6	16,3	8,1
Машинный зал	23,2	11,6	5,8
Шприцовочные отделения	32,6	16,3	8,1
Сушильные камеры для колбас	9,3	4,65	3,5
Экспедиции и приемная	46,5	23,2	11,6
Камеры охлаждения мясных и молочных продуктов	14,0	7,0	6,0
Камера хранения продуктов			
охлажденных	9,0	4,5	3,5
мороженых	7,0	3,5	2,5

Если количество подаваемого в кондиционируемое помещение воздуха достаточно для поддержания в нем избыточного давления, то количество тепла и влаги, поступающее в помещение в результате инфильтрации воздуха, не учитывают при расчете теплового и влажностного баланса. Желательно при кондиционировании производственных и общественных помещений подавать та-

кое количество воздуха, которое создает давление, достаточное для противодействия напору наружного воздуха, проникающего через щели и дверные проемы. Количество воздуха, необходимого для создания избыточного давления, определяют по данным табл. 7 и 8.

§ 3. Поступление тепла и влаги от обрабатываемого продукта

Одним из основных источников поступления тепла и влаги в кондиционируемые помещения является продукт, подвергаемый обработке. Среднее количество тепла, поступающего от обрабатываемого продукта, определяют по уравнениям:

$$Q_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}}\left[c_1\left(t_{\text{пр}_1} - t'_{\text{пр}}\right) + rW + c_2\left(t'_{\text{пр}} - t_{\text{пр}_2}\right)\right]}{3{,}6\tau}, \qquad (9)$$

$$Q_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}} c_{\text{пр}}\left(t_{\text{пр}_1} - t_{\text{пр}_2}\right)}{3{,}6\tau}, \qquad (10)$$

$$Q_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}}\left(i_{\text{пр}_1} - i_{\text{пр}_2}\right)}{3{,}6\tau}, \qquad (11)$$

где $Q_{\text{пр}}$ — количество тепла, поступающего от обрабатываемого продукта, Вт;

$M_{\text{пр}}$ — масса продукта, кг;

c_1 — средняя удельная теплоемкость продукта в интервале температур $t_{\text{пр}_1} - t'_{\text{пр}}$, кДж/(кг·К);

$t_{\text{пр}_1}$, $t_{\text{пр}_2}$ — начальная и конечная температуры продукта, °С;

$t'_{\text{пр}}$ — температура фазового перехода влаги, содержащейся в продукте, °С;

r — теплота фазового перехода, кДж/кг;

W — влажность продукта, кг/кг;

c_2 — средняя удельная теплоемкость продукта в интервале температур $t'_{\text{пр}} - t_{\text{пр}_2}$, кДж/(кг·К);

τ — длительность обработки продукта, ч;

$c_{\text{пр}}$ — средняя удельная теплоемкость продукта в интервале температур $t_{\text{пр}_1} - t_{\text{пр}_2}$, кДж/(кг·К);

$i_{\text{пр}_1}$, $i_{\text{пр}_2}$ — энтальпия продукта при температуре $t_{\text{пр}_1}$ $t_{\text{пр}_2}$, кДж/кг.

Значения температуры продукта на различных стадиях его обработки приведены в табл. 10, а значения энтальпий мясных и молочных продуктов — в табл. 11.

Количество влаги, поступающей от обрабатываемого продукта, определяют по уравнению

$$W_{пр} = \frac{W_1 - W_2}{100 - W_1} \cdot \frac{M_{пр}}{3600\tau}, \quad (1)$$

где $W_{пр}$ — количество влаги, поступающей от продукта, кг/с;
W_1, W_2 — начальная и конечная влажность продукта, % к массе продукта.

Таблица 10

Продукт	Температура продукта, °С	
	начальная	конечная
Мясо в полутушах, четвертинах и отрубах, поступающее на обвалку и жиловку (охлажденное мясо)	4	8
Жилованное мясо, поступающее в машинный зал	8	10
Мясо, поступающее на производство полуфабрикатов	8	9
Фарш, подаваемый в шприцовочное отделение	10	12
Колбасные изделия, поступающие на тепловую обработку		
обжарка колбас		
вареных	18	40—50
полукопченых	18	50—70*
варка колбас		
вареных	40—50	72
полукопченых	50—70	68—72
варено-копченых	35—40	68—72
копчение колбас		
полукопченых	68—72	35—50
варено-копченых		
первичное	18	35—40
вторичное	20	40—45
сырокопченых	2—4	18—22
сушка колбас		
полукопченых	35—50	12
варено-копченых	40—45	12
сырокопченых	18—22	12
охлаждение (воздушное) колбас		
вареных	50—55	15
варено-копченых	68—72	20

* Температура в центре колбасного батона, равная 70° С, соответствует параметрам среды при обжарке: температура 80—90° С, относительная влажность 60—65%.

Таблица 11

Продукт	Энтальпия мясных и молочных продуктов (в кДж/кг) в зависимости от температуры, °С							
	0	1	2	10	12	20	25	30
Мясная промышленность								
Говядина и мясо птицы	232	235	238	264	270	296	312	330
Баранина	224	227	230	255	261	287	302	318
Свинина	212	214	217	242	248	272	288	303
Субпродукты	261	264	268	296	302	331	348	366
Блоки мясные, эндокринное сырье	243	246	250	275	282	301	330	342
Яйцо в скорлупе	237	240	243	268	275	300	316	332
Меланж	264	267	271	298	304	333	350	368
Молочная промышленность								
Молоко цельное	319	323	327	366	374	399	418	438
Масло								
сливочное	95	98	103	129	138	182	205	223
топленое	52	55,1	58,1	85	95	141	164	181
Мороженое								
сливочное	228	233	238	261	268	294	312	328
молочное	237	239	243	271	277	305	332	339
Молоко								
обезжиренное	291	294	298	330	338	370	390	410
сгущенное	21,8	24,8	26	43,5	47,6	65,2	76,1	87,3
сухое	0	2,09	4	19,2	23	38,5	48,1	58
Простокваша, кефир	0	3,75	7,3	39,3	47,3	77,8	98,2	118
Сыр	19,8	22,2	25,1	47,6	53,2	75,6	90	104
Творог	246	249	252	281	288	317	333	351
Сметана	0	3,75	5,65	37	44,4	73,6	96	111
Сливки 20%-ной жирности	0	3,35	6,9	34,7	44,5	69,5	86,5	104

Если известна средняя усушка продукта, то количество влаги, поступающей от обрабатываемого продукта, рассчитывают по уравнению

$$W_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{пр}} \Delta g}{\tau \cdot 100 \cdot 3600}, \qquad (.3)$$

где Δg — усушка продукта, %.

Средние значения усушки некоторых мясных и молочных продуктов приведены в табл. 12.

Таблица 12

Продукт	Усушка, %	Длительность процесса, сут
Сушка колбасных изделий		
Колбасы полукопченые	3,7	3—5
Свинокопчености	5,0	5—7
Колбасы сырокопченые	23,7	25—30
Хранение колбасных изделий		
Колбасы варено-копченые	0,25—0,9	5—120
Колбасы полукопченые	1—2,1	5—90
Колбасы сырокопченые	0,4—0,6	15—120
Хранение охлажденного мяса и субпродуктов		
Говядина в полутушах и четвертинах		
I категории	0,42—0,72	1—3
II категории	0,5—0,8	1—3
Свинина в тушах и полутушах	0,2—0,5	1—3
Субпродукты всех видов	0,45—0,85	1—3
Созревание сыров		
Швейцарский	11,5	180
Советский	10,0	120
Российский	7,0	70
Костромской	10,5	75
Эстонский	9,5	30
Хранение сыров [1]		
Швейцарский		
непарафинированный	0,16—0,48	30—90
парафинированный	0,04	30—180
Советский	0,09—0,23	30—90
Российский	0,18—0,42	30—90
Костромской и эстонский	0,18—0,34	30—90

[1] Изменения массы в процессе хранения сыров в таре при 0÷—4° С.

По уравнениям (9—13) рассчитывают количество тепла и влаги, выделенных (поглощенных) продуктами, предполагая, что процессы тепло- и массообмена стационарны. В уравнениях учитываются средние значения

тепла и влаги, выделяемые продуктом в единицу времени. Практически можно принять, что процессы тепло- и массообмена стационарны в отделениях разделки мяса, производства мясных полуфабрикатов, фасованного мяса и котлет, отделениях шприцовки колбас и др. В помещениях для тепловой или тепловлажностной обработки мясных и молочных продуктов (камеры размораживания мяса и мясных блоков, сушильные камеры для колбас, отделения созревания сыров и др.) процессы тепло- и массообмена между воздухом и продуктом нестационарны. Интенсивность этих процессов зависит от параметров среды и теплофизических характеристик продуктов. При этом количество тепла и влаги можно определить по следующим формулам

$$Q_{\text{пр.н}} = Q_{\text{пр.ср}} a_{\text{т}},$$
$$W_{\text{пр.н}} = W_{\text{пр.ср}} a_{W},$$

где $Q_{\text{пр. ср}}$ — среднее количество тепла, выделенного (поглощенного) продуктом, Вт;

$a_{\text{т}}$, a_W — поправочные коэффициенты, учитывающие изменение интенсивности тепло- и массообмена между окружающей средой и обрабатываемым продуктом;

$W_{\text{пр.ср}}$ — среднее количество влаги, теряемой продуктом, кг/с.

Для камер размораживания мясных полутуш установлено, что коэффициент $a_{\text{т}}$ является переменным во времени, причем максимальное значение ($a_{\text{т}} = 2{,}14$) приходится на начальный период обработки мяса. В дальнейшем коэффициент $a_{\text{т}}$ уменьшается ($a_{\text{т}} = 0{,}2$). При этом параметры воздушной среды составляют: температура $t = 20°$ С, относительная влажность $\varphi = 90\%$, скорость движения воздуха $\omega = 1{,}5 \div 2$ м/с.

Коэффициент a_W является также переменным и имеет наибольшие значения в начале процесса. К концу процесса коэффициент a_W значительно уменьшается.

Графики, характеризующие изменение интенсивности массообмена при сушке сырокопченых колбас и хранении окороков, приведены на рис. 6.

Неравномерность поступления тепла и влаги от обрабатываемых продуктов следует учитывать при расчете теплового и влажностного балансов.

§ 4. Поступление тепла и влаги от оборудования

Количество тепла от оборудования можно определить из выражения

$$Q_{ап} = q_{ап}F_{ап},$$

где $Q_{ап}$ — количество тепла, поступающего от оборудования, Вт;
$q_{ап}$ — количество тепла, поступающего от оборудования и приходящегося на 1 м² его теплопередающей поверхности, Вт/м²;
$F_{ап}$ — площадь теплопередающей поверхности оборудования, м².

Значения $q_{ап}$ в зависимости от температуры окружающего воздуха и наружной поверхности оборудования приведены в табл. 13.

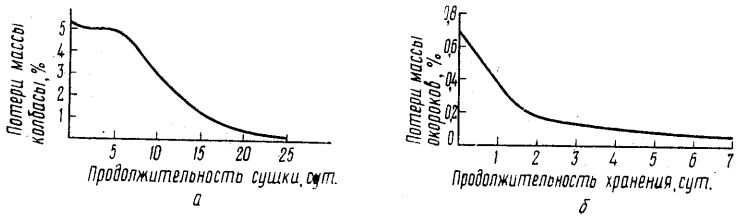


Рис. 6. Графики, характеризующие изменение интенсивности массообмена:

а — при сушке сырокопченых колбас (параметры воздуха — температура 12° С, относительная влажность 75%, скорость движения 0,2 м/с); *б* — при хранении окороков (параметры воздуха — температура 6° С, относительная влажность 90%).

Таблица 13

Температура наружной поверхности оборудования, °С	Количество тепла $q_{ап}$ (в Вт/м²) при температуре окружающего воздуха, °С			
	20	30	40	50
50	250	210	93	0
60	500	370	220	104
70	660	520	380	230
80	815	675	535	385
90	1010	860	710	545
100	1200	1040	890	730

В табл. 13 приведены значения количества тепла, поступающего от вертикальных поверхностей оборудования. При расчете количества тепла, поступающего от горизонтальных поверхностей оборудования, данные, приведенные в табл. 13, необходимо увеличить на 30% для

поверхностей, обращенных вверх, и уменьшить на 30% для поверхностей, обращенных вниз.

Значения количества тепла, поступающего от технологического оборудования мясной и молочной промышленности, приведены в приложении IX.

Количество влаги, испаряющейся с открытых поверхностей оборудования, определяют на основании закона Дальтона

$$W_{ап}^{исп} = \beta (P_{пов} - P_в) \frac{101{,}2 \cdot 10^3}{P_б} F_{исп}, \qquad (14)$$

где $W_{ап}^{исп}$ — количество влаги, поступающей в кондиционируемое помещение с открытых поверхностей оборудования, кг/с;

β — коэффициент массообмена, кг/(Н·с);

$P_{пов}$ — парциальное давление водяного пара испаряющейся жидкости, равное давлению насыщенного водяного пара, температура которого соответствует температуре поверхности, Па (Н/м²);

$P_в$ — парциальное давление водяного пара в окружающем воздухе, Па (Н/м²);

$101{,}2 \cdot 10^3$ — нормальное барометрическое давление, Па (Н/м²);

$F_{исп}$ — площадь поверхности испарения, м².

Коэффициент массообмена β определяют по уравнениям

для потока воздуха, направленного вдоль поверхности испарения,

$$\beta = (0{,}372 + 0{,}316\, w)\, 10^{-7};$$

для потока, направленного перпендикулярно,

$$\beta = (0{,}79 + 0{,}645\, w)\, 10^{-7},$$

где w — скорость движения воздуха у поверхности испарения, м/с.

При определении парциального давления $P_{пов}$ надо иметь в виду, что вследствие испарения влаги температура поверхностного слоя жидкости $t_{пов}$ меньше температуры жидкости $t_ж$, находящейся в аппарате.

Ниже приведены соотношения между температурами $t_{пов}$ и $t_ж$ для воды.

$t_ж$, °С	30	40	50	60	70	80	90	100
$t_{пов}$, °С	28	37	45	51	58	69	82	97

В кондиционируемых помещениях мясной и молочной промышленности оборудование и полы часто подверга-

ют санитарной обработке. При этом количество влаги, испарившейся со смоченных поверхностей оборудования и пола, рассчитывают по формуле (14).

Если принять температуру воды, смачивающей поверхность оборудования и пола, равной температуре окружающего воздуха по мокрому термометру, то количество влаги, испарившейся со смоченных поверхностей, можно определить по формуле

$$W_{ап}^{см} = F_{см}\omega_{исп},$$

где $F_{см}$ — площадь смоченной поверхности оборудования и пола, м²;

$\omega_{исп}$ — количество влаги, испарившейся с 1 м² площади поверхности испарения, кг/(м²·с).

Количество влаги $\omega_{исп}$, испаряющейся с поверхности смоченного оборудования, пола или зеркала жидкости, находящейся в аппарате, в зависимости от параметров окружающего воздуха приведено в табл. 14.

Таблица 14

Относительная влажность воздуха, %	Количество влаги $\omega_{исп}$ [в кг/ (м²·с·10^{-5})] при температуре воздуха, °С				
	16	18	20	22	24
60	1,11	1,14	1,25	1,30	1,36
70	0,83	0,86	0,92	0,96	1,00
80	0,53	0,55	0,60	0,61	0,64

Количество влаги, поступающей от технологического оборудования (в результате испарения, через неплотности, а также при открывании крышек и дверей оборудования), приведено в приложении X.

§ 5. Поступление тепла и влаги от людей

Интенсивность поступления тепла и влаги от людей в кондиционируемое помещение зависит от физической нагрузки и микроклимата помещения. Выделяемое человеком тепло состоит из ощутимого тепла, передаваемого окружающей среде в результате теплоотдачи (явное тепло), и тепла влаги, испаряющейся с поверхности ко-

жи, а также водяного пара, образующегося при дыхании человека (скрытое тепло).

Соотношение между скрытым и явным теплом зависит главным образом от температуры воздуха в помещении. Если температура воздуха в помещении повышается, то количество явного тепла уменьшается (от 80% при температуре воздуха 20°С до 40% при температуре 30° С). При интенсивной физической работе выделение скрытого тепла резко возрастает, в то время как количество явного тепла увеличивается медленнее.

Количество явного $Q_л^я$ и полного $Q_л^п$ тепла, а также количество влаги $W_л$, выделяемого человеком, определяют по формулам:

$$Q_л^я = n_л q_л^я,$$

$$Q_л^п = n_л q_л^п,$$

$$W_л = n_л w_{чел},$$

где $Q_л^я$, $Q_л^п$ — суммарное количество явного и полного тепла, выделяемого людьми, Вт;

$n_л$ — количество людей, одновременно находящихся в помещении;

$q_л^я$, $q_л^п$ — количество явного и полного тепла, выделяемого одним человеком, Вт;

$W_л$ — суммарное количество влаги, выделяемой людьми, кг/с;

$w_{чел}$ — количество влаги, выделяемой одним человеком, кг/с.

Количества тепла и влаги, выделяемых человеком в зависимости от температуры воздуха в помещении и характера работы, приведены в табл. 15.

§ 6. Поступление тепла от электродвигателей и осветительных приборов

Поступление тепла, обусловленное превращением электрической энергии в тепловую при работе электродвигателей, приводит к увеличению избытков тепла в кондиционируемых помещениях, особенно в машинных залах, котлетных цехах, цехах выработки пищевых жиров и др. Поэтому в тепловом балансе помещений, характеризующихся продолжительной работой электродвигателей и значительными установочными мощностями, учитывают

Таблица 15

Показатели	Характер работы			
	покой	легкая	средней тяжести	тяжелая
Количество тепла (в Вт) в зависимости от температуры воздуха в помещении, °С				
явного				
10	140,0	151,2	163,2	200,0
15	116,3	122,0	134,0	163,0
20	87,3	99,0	105,0	128,0
25	58,3	64,2	69,7	93,5
30	41,0	41,0	40,7	52,4
полного				
10	163,2	180,4	215,5	290,0
15	145,5	156,9	209,6	290,0
20	116,5	151,3	204,0	290,0
25	03,3	146,0	197,7	290,0
30	93,3	146,0	197,7	290,0
Количество влаги (в кг/с) в зависимости от температуры воздуха в помещении, °С				
10	0,83	1,11	1,94	3,75
15	1,11	1,53	3,06	5,14
20	1,11	2,08	3,88	6,66
25	1,39	3,2	5,14	8,21
30	2,08	4,17	6,4	9,86

$$Q_{эл} = N_{эл}\eta_1\xi\ 10^3,$$

где $Q_{эл}$ — количество тепла, поступающего от электродвигателей, Вт;

$N_{эл}$ — установочная мощность электродвигателей, кВт;

η_1 — коэффициент одновременности работы электродвигателей ($\eta_1 = 0{,}5—1{,}0$);

ξ — часть мощности, которая расходуется внутри помещения.

Если электродвигатель и оборудование установлены в помещении, то $\xi = 1$. Если в помещении установлено только оборудование, а электродвигатель вынесен за пределы помещения, то $\xi = \eta_э$, где $\eta_э$ — к. п. д. электродвигателя. В случае установки электродвигателя в помещении, а оборудования вне его, то $\xi = 1 - \eta_э$.

Количество тепла, поступающего от осветительных приборов, рассчитывают по уравнению

$$Q_{осв} = N_{осв} a_{осв},$$

где $Q_{осв}$ — количество тепла, поступающего от осветительных приборов, Вт;
$N_{осв}$ — мощность осветительных приборов, Вт;
$a_{осв}$ — коэффициент, учитывающий вид осветительной арматуры.

Если система освещения включена постоянно (помещения с искусственным освещением), то в тепловом балансе, составленном для теплого и холодного периодов, необходимо учитывать количество тепла, поступающего от осветительных приборов. Если система освещения работает периодически (в вечернее время), то в тепловом балансе для теплого периода количество тепла $Q_{осв}$ не учитывают. В тепловом балансе, составленном для холодного периода, учитывают количество тепла, поступающего от всех видов освещения.

Количество тепла, поступающего от осветительных приборов, установленных в кондиционируемом помещении, можно определить также по уравнению

$$Q_{осв} = q_{осв} F_{пл},$$

где $q_{осв}$ — количество тепла от осветительных приборов, отнесенное к 1 м^2 площади пола помещения, Вт/м^2.

Для основных технологических цехов предприятий мясной и молочной промышленности $q_{осв} = 4 \div 5$ Вт/м^2, для помещений складского типа (сушильные камеры для колбас, камеры созревания и хранения сыров, камеры хранения охлажденных и мороженых продуктов и др.) $q_{осв} = 1{,}2 \div 1{,}4$ Вт/м^2.

Глава IV

РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ПО ВОЗДУХУ

§ 1. Определение полезной и полной производительности системы кондиционирования по воздуху

Одной из основных характеристик системы кондиционирования является производительность по воздуху, т. е. количество воздуха, обрабатываемого в кондиционере в единицу времени. В кондиционируемое помещение подают смесь наружного и внутреннего воздуха в раз-

личном количественном соотношении. Соотношение наружного и внутреннего воздуха зависит от назначения и объема помещения, а также от количества людей, одновременно находящихся в помещении.

В системах кондиционирования происходят утечки воздуха через неплотности соединений в воздуховодах. Поэтому количество воздуха, поступающего в помещение, несколько меньше количества, соответствующего производительности вентилятора. Различают полезную и полную производительность системы кондиционирования по воздуху.

Полезной производительностью системы по воздуху называют количество воздуха, подаваемого в помещение в единицу времени, а полной — производительность вентилятора кондиционера, принятую с поправкой на утечки воздуха через неплотности,

$$L_{\text{п}} = k_{\text{пот}} L,$$

где $L_{\text{п}}$ — полная производительность системы по воздуху (производительность вентилятора), кг/с;

$k_{\text{пот}}$ — коэффициент, учитывающий потери воздуха через неплотности ($k_{\text{пот}} = 1{,}1 \div 1{,}15$);

L — полезная производительность системы по воздуху, кг/с.

Полезная производительность обусловливается необходимым количеством воздуха, подаваемого в помещение для компенсации избыточного или недостающего количества тепла и влаги.

Полезную производительность можно рассчитать по избыткам тепла

$$L = \frac{\Sigma Q_{\text{т}}^{\text{я}}}{c\,(t_{\text{в}} - t_{\text{п}_{\text{т}}})} \cdot 10^{-3}, \qquad (15)$$

по избыткам влаги

$$L = \frac{\Sigma W_{\text{т}}}{d_{\text{в}} - d_{\text{п}_{\text{т}}}} \cdot 10^{3}, \qquad (16)$$

по избыткам тепла и влаги

$$L = \frac{\Sigma Q_{\text{т}}}{I_{\text{в}} - I_{\text{п}_{\text{т}}}} \cdot 10^{-3}, \qquad (17)$$

где $\Sigma Q_{\text{т}}^{\text{я}}$ — общее количество явного тепла, поступающего в помещение в теплый период, Вт;

c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

$t_{п_т}$ — температура приточного воздуха в теплый период, °С;
$\Sigma W_т$ — общее количество влаги, поступающей в помещение в теплый период, кг/с;
$d_{п_т}$ — влагосодержание приточного воздуха в теплый период, г/кг;
$\Sigma Q_т$ — общее количество тепла (явного и скрытого), поступающего в помещение в теплый период, Вт;
$I_{п_т}$ — энтальпия приточного воздуха в теплый период, кДж/кг.

При проектировании систем кондиционирования воздуха полезную производительность принимают равной большей из величин, вычисленных по формулам (15—17).

Разность между температурами воздуха в помещении и приточного $\Delta t_р = t_в - t_{п_т}$ называют рабочей разностью температур, разность влагосодержаний $d_в - d_{п_т}$ — ассимилирующей способностью приточного воздуха по влаге, а разность энтальпий $I_в - I_{п_т}$ — ассимилирующей способностью приточного воздуха по теплу.

В большинстве кондиционируемых помещений тепло и влага выделяются одновременно, поэтому ассимилирующую способность воздуха по теплу и влаге удобно определять по I—d-диаграмме.

Линия, характеризующая ассимиляцию воздухом тепла и влаги в помещении, определяется тепловлажностным коэффициентом

$$\varepsilon_т = \frac{\Sigma Q_т}{\Sigma W_т} \cdot 10^{-3},$$

где $\varepsilon_т$ — тепловлажностный коэффициент, характеризующий изменение состояния воздуха в помещении в теплый период года, кДж/кг.

Из точки B с заданными параметрами внутреннего воздуха проводят линию $\varepsilon_т$ (рис. 7), на пересечении которой с изотермой $t_{п_т}$ находят точку $П_т$. Точка $П_т$ соответствует параметрам приточного воздуха и, в итоге, определяет величину полезной производительности. Чем ближе точка $П_т$ к точке B, тем меньше ассимилирующая способность приточного воздуха по теплу и влаге (отрезки $\Delta I_т$ и $\Delta d_т$) и, следовательно, больше количество воздуха, подаваемого в помещение. Если точка $П_т$ находится дальше от точки B, то количество подаваемого воздуха меньше.

Расположение точки $П_т$ на линии, характеризующей процесс изменения состояния приточного воздуха в кондиционируемом помещении в теплый период года, определяется значением рабочей разности температур $\Delta t_р$ (0,5—6° С). В каждом конкретном случае выбор значения $\Delta t_р$ зависит от санитарно-гигиенических и технологических требований, а также от способа распределения воздуха в рабочей зоне помещения и заданной точки поддержания параметров.

После выбора значения рабочей разности температур и нанесения $\Delta t_р$ на I—d-диаграмму графически определяют $d_в - d_{пт}$ и $I_в - I_{пт}$, и рассчитывают полезную производительность.

Для холодного периода производительность системы по воздуху принимают равной производительности, рас-

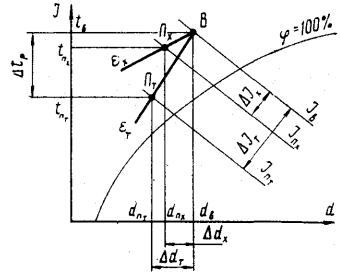


Рис. 7. Графическое определение параметров приточного воздуха для теплого и холодного периодов года.

считанной для теплого периода. Необходимые параметры приточного воздуха находят из условия ассимиляции тепла и влаги, выделяющихся в помещении в холодный период года,

$$I_{пх} = I_в - \frac{\Sigma Q_х}{L} \cdot 10^{-3},$$

$$d_{пх} = d_в - \frac{\Sigma W_х}{L} \cdot 10^3,$$

где $I_{пх}$— энтальпия приточного воздуха в холодный период, кДж/кг;

$\Sigma Q_х$— количество тепла, поступающего в помещение в холодный период, Вт;

$d_{пх}$— влагосодержание приточного воздуха в холодный период г/кг;

$\Sigma W_х$— количество влаги, поступающей в помещение в холодный период, кг/с.

При определении положения точки $П_х$, характеризующей параметры приточного воздуха в холодный период, на I—d-диаграмму наносят линию, соответствующую одному из полученных значений ($I_{п_х}$=const или $d_{п_х}$=const), до пересечения с линией процесса, выходящей из точки B, влажностный коэффициент которой равен

$$\varepsilon_х = \frac{\Sigma Q_х}{\Sigma W_х} \cdot 10^{-3},$$

где $\varepsilon_х$ — тепловлажностный коэффициент, характеризующий изменение состояния воздуха в кондиционируемом помещении в холодный период, кДж/кг.

Точки $П_т$ и $П_х$ характеризуют параметры воздуха, подаваемого в помещение (приточного воздуха), и одновременно определяют параметры воздуха, выходящего из кондиционера после тепловлажностной обработки его в теплый и холодный периоды.

§ 2. Расчет количества наружного воздуха

Количество наружного воздуха, подаваемого в кондиционируемое помещение, существенно влияет на расходы тепла и холода, потребляемые системой кондиционирования. Чем меньше наружного воздуха подается в кондиционируемое помещение, тем меньше энергии затрачивается на его обработку.

В общем количестве воздуха, подаваемого в помещение, минимальное количество наружного воздуха определяют, исходя из

санитарной нормы подачи воздуха на одного работающего,

$$L_н = L_{н_1} n_л,$$

где $L_н$ — количество наружного воздуха, подаваемого в помещение, кг/с;

$L_{н_1}$ — количество наружного воздуха, рекомендуемое санитарными нормами подачи его на одного работающего, кг/с;

количества наружного воздуха, необходимого для компенсации удаляемого воздуха (местными отсосами, системами вытяжной вентиляции), а также для поддержания в помещениях избыточного давления (подпора).

Согласно санитарным нормам подачи наружного воздуха в производственные помещения, где на одного рабо-

тающего приходится менее 20 м³, необходимо подавать не менее 30 м³/ч наружного воздуха, а в помещения, где на одного работающего приходится 20—40 м³, — не менее 20 м³/ч на человека. В производственные помещения без окон и фонарей рекомендуют подавать не менее 40 м³/ч наружного воздуха на одного работающего. В помещениях с неприятным запахом количество наружного воздуха, подаваемого на одного работающего, увеличивают до 70 м³/ч.

При расчете количества наружного воздуха, необходимого для поддержания в помещениях избыточного давления, пользуются данными табл. 7 и 8.

Рассчитанное количество наружного воздуха сравнивают с количеством воздуха, проникающего в систему кондиционирования через неплотности приемного клапана (при полном его закрытии),

$$L_к = L \frac{n_к}{100},$$

где $L_к$ — количество наружного воздуха, поступающего через неплотности приемного клапана, кг/с;

$n_к$ — удельная конструктивная неплотность приемного клапана; $n_к = 7 \div 13\%$ от количества воздуха, проходящего через полностью закрытый при включенном вентиляторе клапан обычного исполнения (неутепленный).

При сравнении расчетного количества наружного воздуха и наружного воздуха, проникающего в систему кондиционирования через неплотности приемного клапана, окончательно принимается наибольшее из них.

Глава V
УСТРОЙСТВА ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА

§ 1. Общие сведения

Перед подачей в кондиционируемые помещения воздух очищают от пыли в фильтрах различной конструкции. Степень очистки воздуха должна удовлетворять санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям, предъявляемым к микроклимату пищевых предприятий.

В наружном воздухе всегда содержится пыль, состоящая из частиц органического и неорганического происхо-

ждения. В воздухе, забираемом из помещения для повторного использования в системах кондиционирования, пыли значительно меньше, чем в наружном. Только в воздухе отдельных помещений (цехи производства сухого молока, яичного порошка, вафель, обработки пера, пуха и др.) пыли больше, чем в наружном. Пыль содержится также в воздухе сушильных камер для колбас, где твердые частицы дымовоздушной смеси, осевшие на колбасных батонах в процессе копчения, попадают в воздух при циркуляции его в процессе сушки.

Подаваемый в кондиционируемые помещения воздух очищают от пыли таким образом, чтобы количество твердых взвешенных частиц не превышало 5 мг/м^3.

Допустимое содержание пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений зависит от вида пыли, а также от назначения помещения. Предельно допустимые концентрации пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений, регламентируемые Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий (по СН 245—71), приведены в приложении XI.

Если при производстве продуктов некоторых видов в воздухе помещений образуется много пыли, то удаляемый из помещений воздух необходимо подвергать очистке.

Содержание пыли в воздухе, удаляемом в атмосферу из помещений с повышенной запыленностью, регламентируется также Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий. Допустимое содержание удаляемой в атмосферу пыли в воздухе зависит от предельно допустимой концентрации пыли в воздухе рабочей зоны указанных помещений (приложение XI).

В зависимости от начального и конечного содержания пыли в воздухе и ее дисперсности различают грубую, среднюю и тонкую очистку.

При грубой очистке воздуха фильтры улавливают лишь крупные (размером более 100 мкм) частицы пыли. При этом остаточная концентрация пыли не превышает 10 мг/м^3.

При средней очистке воздуха задерживаются крупные и средние (размером до 20 мкм) частицы пыли. После средней очистки остаточная концентрация пыли не превышает 5 мг/м^3.

При тонкой очистке воздуха в фильтрах остаются мелкие (размером до 10 мкм) частицы пыли. При этом оста-

точная концентрация пыли составляет 1—3 мг/м³. При тонкой очистке воздуха применяют две и более ступени его очистки.

Эффективность очистки воздуха в фильтрах определяется коэффициентом эффективности

$$\eta_{ф} = \frac{M_{нач} - M_{кон}}{M_{нач}} \cdot 100,$$

где $\eta_{ф}$ — коэффициент эффективности фильтра, %;
$M_{нач}$, $M_{кон}$ — начальная и конечная концентрация пыли, мг/м³.

Общий коэффициент эффективности двухступенчатой очистки воздуха определяют по формуле

$$\eta_{ф1-2} = \eta_{ф_1} + \eta_{ф_2} - \eta_{ф_1}\eta_{ф_2},$$

где $\eta_{ф1-2}$ — коэффициент эффективности двухступенчатой очистки, доли единицы;
$\eta_{ф1}$, $\eta_{ф2}$ — коэффициенты эффективности соответственной первой и второй ступеней очистки, доли единицы.

В соответствии с коэффициентом эффективности $\eta_{ф}$ фильтры для очистки воздуха подразделяют на три класса: фильтры первого класса задерживают частицы пыли всех размеров (коэффициент эффективности очистки воздуха 99%), фильтры второго класса — частицы размером до 10 мкм (коэффициент эффективности 85%), а фильтры третьего класса — частицы размером 10—50 мкм (коэффициент эффективности 60%).

§ 2. Устройства для очистки воздуха от пыли

В системах кондиционирования для очистки приточного воздуха от пыли применяют сухие пористые фильтры, волокнистые наполнительные фильтры, электрофильтры и масляные самоочищающиеся фильтры.

В помещениях, характеризующихся повышенной запыленностью воздуха (цехи по производству альбумина, кормовых и технических продуктов и др.), отработавший воздух, выбрасываемый в атмосферу, подвергают очистке в циклонах.

Тип фильтра выбирают, учитывая требования к чистоте воздуха, условия эксплуатации фильтра и стоимость очистки воздуха. Согласно технологическим требованиям необходима высокая эффективность очистки воз-

духа, подаваемого в основные производственные помещения и аппараты мясоперерабатывающих, молочных и сыродельных заводов ($\eta_ф$ = 95% и выше). Для этого предусматривают многоступенчатую установку фильтров, коэффициент эффективности которых последовательно возрастает.

Сухие пористые фильтры. К ним относят сетчатые и волокнистые фильтры. Оседание пыли в них происходит вследствие того, что материал фильтра имеет поры меньшего сечения, чем размер частиц пыли в воздухе, или поры, размер которых достаточен для осаждения пыли под влиянием сил трения или электростатических сил.

Сетчатые фильтры представляют собой стальную раму, обтянутую металлической сеткой, количество отверстий в которой 25—100 на 1 см^2. Фильтры устанавливают зигзагообразно, в результате чего увеличивается их поверхность, снижается скорость движения воздуха и уменьшается сопротивление его проходу. Чаще всего эти фильтры применяют для предварительной очистки воздуха, так как коэффициент эффективности их не превышает 80% (фильтры третьего класса). Чтобы повысить эффективность очистки воздуха в сетчатых фильтрах, дополнительно устанавливают вторую сетку. При этом число отверстий в первой сетке 25—60 на 1 см^2, а во второй — 60—100 на 1 см^2. При размещении двух сеток сопротивление проходу воздуха в сетчатых фильтрах не превышает 100 Па.

В волокнистых фильтрах фильтрующими материалами являются различные тканевые материалы (бумазея, ворсистая бязь, ворсистая шерсть и различные синтетические ткани), а также бумага. В зависимости от применяемых фильтрующих материалов различают тканевые и бумажные фильтры. По принципу действия тканевые фильтры аналогичны сетчатым.

Тканевые фильтры выполняют в виде рам, устанавливаемых зигзагообразно. При проходе воздуха через фильтр основная масса пыли задерживается на наружной поверхности ткани, а также в толще ткани (между ее нитями и ворсом).

На эффективность очистки и сопротивление проходу воздуха влияет вид применяемой ткани. Ткани менее плотные, но ворсистые характеризуются меньшим сопротивлением проходу воздуха и значительно большей спо-

собностью к задержанию пыли, чем ткани плотные и маловорсистые. При проходе через ворсистую ткань направление движения частиц пыли неоднократно меняется и частицы задерживаются шероховатостями и ворсинками фильтрующего материала.

Тканевые и бумажные фильтры (рис. 8) применяют чаще всего в установках для многоступенчатой очистки воздуха, проходящего через них с небольшой скоростью

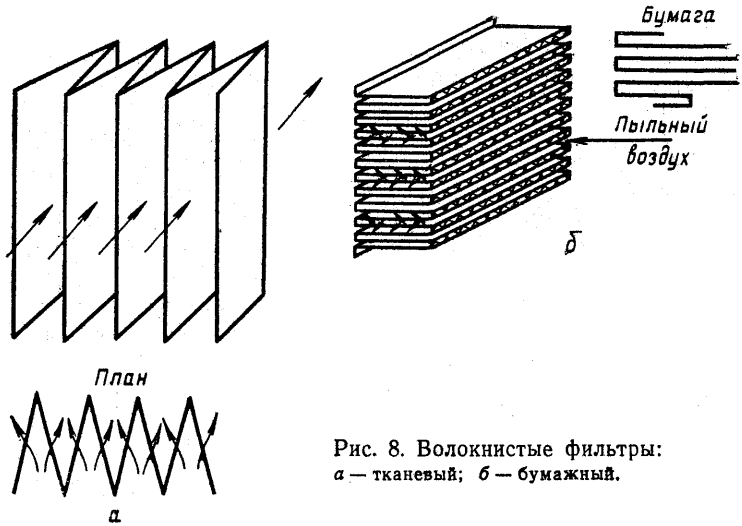


Рис. 8. Волокнистые фильтры:
а — тканевый; *б* — бумажный.

(до 0,5 м/с). Коэффициент эффективности тканевых фильтров 90% (фильтры второго класса), а бумажных — 99% (фильтры первого класса).

Волокнистые наполнительные фильтры. Их изготовляют в виде металлической или картонной рамки с сеткой, натянутой с обеих сторон. Между сетками расположен объемный волокнистый (нетканый) материал. В результате применения таких фильтрующих материалов воздух очищается при небольшом сопротивлении его проходу (120—150 Па). Коэффициент эффективности очистки воздуха в наполнительных фильтрах 90—95%. При изготовлении этих фильтров в виде нескольких последовательно установленных ступеней очистки коэффициент эффективности составляет 97—99% и более.

В фильтрах с тканью Петрянова с перхлорвиниловыми волокнами (ФПП) фильтрующим слоем является нанесенный на марлю или бумазею слой ультратонких волокон перхлорвинила. Между двумя слоями ткани ФПП прокладывают бумажный сепаратор, предохраняющий ткань от слипания. Ткань ФПП гидрофобна, стойка к агрессивным средам и несет в себе электростатический заряд.

В фильтрах с тканью ФПП воздух практически полностью очищается от микроорганизмов. Фильтр предназначен для работы при температуре воздуха до 60° С и относительной влажности до 100%. Коэффициент эффективности очистки воздуха $\eta_ф = 99{,}9 \div 99{,}995\%$. Сопротивление проходу воздуха составляет 15—60 Па при количестве воздуха, приходящегося на 1 м² фильтрующей поверхности, 0,01—0,02 м³/с (36—72 м³/ч).

Для полной очистки воздуха ($\eta_ф = 99 \div 99{,}98\%$) применяют следующие материалы (табл. 16).

Таблица 16

Материал	Диаметр волокон, мкм	Скорость фильтрации, см/с	Высота слоя, мм	Сопротивление проходу воздуха, Па	Коэффициент эффективности, %
Супертонкое базальтовое волокно	1	1	8	110	98,95
Ультратонкое базальтовое волокно	0,7	1	8	184	99,92
	0,4	1	8	316	99,98
Высокообъемный нетканый материал с бактерицидными добавками	16	1	6	139	99,90

Чтобы получить заданную эффективность очистки воздуха при скорости его движения не более 0,2—0,8 м/с, используют несколько слоев (8—10) одного из материалов (см. табл. 16).

Электрофильтры. В электрофильтрах (рис. 9) для осаждения пыли воздух подвергают ионизации в неоднородном электрическом поле напряжением около 14 000 В, создаваемом между коронирующими и осадительными электродами, которые представляют собой тонкие проволоки диаметром около 2 мм. Проволоки натягивают между металлическими пластинами, являющимися осадительны-

ми электродами. Коронирующие электроды присоединяют к отрицательному полюсу, а осадительные — к положительному. Вокруг коронирующего электрода образуется ионизированный газ. Отрицательно заряженные ионы оседают на взвешенных в воздухе твердых частицах и перемещаются вместе с ними к положительному полюсу оса-

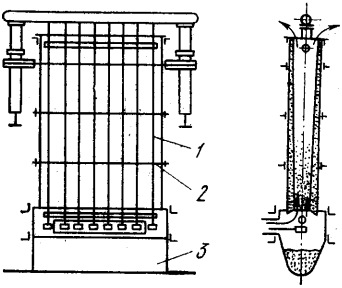


Рис. 9. Электрофильтр:

1 — коронирующий электрод; *2* — осадительный электрод; *3* — бункер.

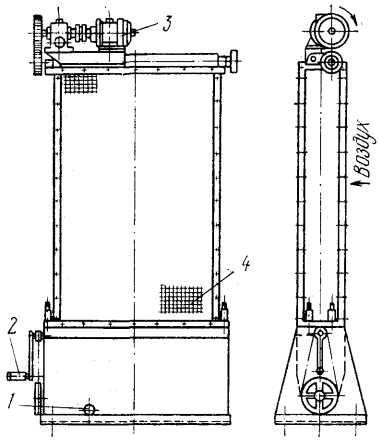


Рис. 10. Масляный самоочищающийся фильтр:

1 — отверстие для слива масла; *2* — ручная мешалка для взбалтывания осадка; *3* — привод; *4* — сетка.

дительного электрода. При соприкосновении с осадительными электродами частицы пыли теряют заряд и оседают на них. Пластинки периодически встряхиваются, и частицы пыли собираются в бункере, установленном под фильтром.

Скорость движения воздуха в электрофильтрах 1,5—2,5 м/с, продолжительность нахождения воздуха в электрическом поле 2—3 с.

Эффективность работы электрофильтров составляет 95% для частиц до 10 мкм (фильтры второго класса).

Масляные самоочищающиеся фильтры. Их широко применяют в системах кондиционирования основных производственных помещений предприятий мясной и молочной промышленности. При этом эффективность очистки

воздуха (до 96—98%) удовлетворяет санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям. В системах кондиционирования помещений с повышенными требованиями к чистоте воздушной среды (основные производственные помещения завода медицинских препаратов, отделения сбора крови для медицинских целей, сублимационные отделения, помещения упаковки сублимированных продуктов и др.) после масляных самоочищающихся фильтров устанавливают волокнистые фильтры (бумажные или наполнительные).

Фильтр (рис. 10) состоит из корпуса, ванны, мешалки с ручным приводом для взбалтывания осадка (при сливе отработавшего масла) и двух проволочных сеток. Каждая сетка натянута между двумя валиками, привод которых осуществляется от электродвигателя, двухступенчатого червячного редуктора и храпового механизма. Скорость первой по ходу движения воздуха сетки 16 см/мин, второй — 7 см/мин.

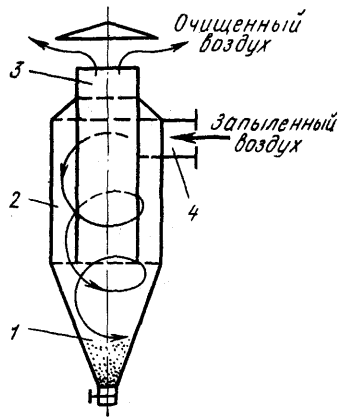


Рис. 11. Циклон:

1 — коническая часть циклона; *2* — цилиндрическая часть циклона; 3 — выхлопная труба; *4* — воздуховод.

Скорость движения воздуха в масляных самоочищающихся фильтрах не превышает 3 м/с. При проходе воздуха через фильтр частицы пыли прилипают к поверхности сеток, смоченных маслом. При движении сетки опускаются в ванну, в которой осевшая пыль смывается.

Масляные самоочищающиеся фильтры применяют для очистки воздуха, количество пыли в котором не превышает 20 мг/м^3.

В устройствах, предназначенных для тепловлажностной обработки воздуха в результате непосредственного его контакта с водой, воздух также очищается от пыли. При обработке воздуха в таких устройствах происходит смачивание твердых частиц пыли и выпадение их из воздуха. При этом происходит также растворение большин-

ства газов, содержащихся в наружном воздухе или смеси его с внутренним, что является значительным преимуществом устройств такого типа перед фильтрами сухой очистки воздуха.

Циклоны. Они состоят из корпуса, имеющего цилиндрическую и коническую части, воздуховода и выхлопной трубы (рис. 11). Воздуховод присоединяют к корпусу циклона тангенциально. Попав в циклон, частицы пыли вместе с воздухом совершают вращательное движение вокруг оси циклона и поступательное — параллельно оси. При этом частицы пыли движутся к внутренней поверхности циклона, и при соприкосновении с ней они теряют кинетическую энергию, падают и собираются в сборнике для пыли. Очищенный от пыли воздух через выхлопную трубу выходит в атмосферу.

Циклоны могут быть правого и левого исполнений. Их можно устанавливать на всасывающих и нагнетательных линиях воздуховодов.

Основные показатели работы фильтров. К ним относят площадь поперечного сечения, сопротивление проходу воздуха и пропускную способность.

Площадь поперечного сечения фильтра определяют по формуле

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

где F_{Φ} — площадь поперечного сечения фильтра, м^2;
V — объемное количество воздуха, проходящего через фильтр, м^3/с;
V_{Φ} — пропускная способность фильтра, м^3/(м^2·с).

Сопротивление проходу воздуха в фильтрах (в Па) рассчитывают по уравнению

$$H = K_{\Phi} L^{b_{\Phi}},$$

где K_{Φ} — эмпирический коэффициент, зависящий от вида фильтрующего материала;
b_{Φ} — показатель, учитывающий конструкцию фильтра ($b_{\Phi} = 1 \div 2$).

Пропускная способность фильтров представляет собой объемное количество воздуха, проходящего через 1 м^2 его фильтрующей поверхности за единицу времени.

Значения сопротивления проходу воздуха и пропускной способности фильтров различных конструкций приведены в табл. 17.

Таблица 17

Фильтр	Фильтрующий материал	Сопротивление проходу воздуха, Па	Пропускная способность, м³/(м²·с) [м³/(м³/м²·ч)]
Сетчатый	Металлическая сетка	30—100	0,042—0,056 (150—200)
Волокнистый			
тканевый	Бумазея, ворсистая бязь, ворсистая шерстяная ткань	40—140	0,042—0,056 (150—200)
бумажный	Различные виды пористой бумаги, сложенной в несколько слоев (6—10)	60—200	0,11—0,165 (400—600)
Наполнительный	Объемное синтетическое волокно, минеральное волокно, базальтовое супертонкое волокно, различные нетканые материалы с бактерицидными добавками	30—800	0,28—1,1 (1000—4000)
Электрофильтр	—	30—100	До 2,8 (до 10 000)
Масляный самоочищающийся	Масляная фильтрующая сетчатая штора (лента) при скорости движения 7—16 см/мин	60—120	До 2,8 (до 10 000)

Пропускная способность циклона зависит от скорости движения подаваемого воздуха и площади поперечного сечения

$$V_{ц} = \frac{F_{вх}\omega_{вх}}{F_{ц}},$$

где $V_{ц}$ — пропускная способность циклона, м³/(м²·с);
$F_{вх}$ — площадь поперечного сечения воздуховода, м²;
$\omega_{вх}$ — скорость движения воздуха в подающем воздуховоде, м/с;
$F_{ц}$ — площадь поперечного сечения корпуса циклона, м².

Пропускная способность циклона составляет 0,83—4,2 м³/(м²·с) [3000—15000 м³/(м²·ч)].

Сопротивление проходу воздуха в циклоне (в Па) определяют по формуле

$$H = \xi_{ц}\frac{\rho\omega_{ц}^2}{2} = \xi_{вх}\frac{\rho\omega_{вх}^2}{2},$$

где $\xi_{ц}$, $\xi_{вх}$ — безразмерные коэффициенты, учитывающие местное сопротивление движению воздуха соответственно в горизонтальном сечении корпуса циклона и подающем воздуховоде ($\xi_{ц} = 80 \div 400$, $\xi_{вх} = 2 \div 10$);
ρ — плотность приточного воздуха, кг/м³;
$\omega_{ц}$, $\omega_{вх}$ — скорость движения воздуха соответственно в корпусе циклона и подающем воздуховоде, м/с; ($\omega_{вх} = 10 \div 18$ м/с).

Обычно сопротивление проходу воздуха в циклонах составляет 400—1000 Па при диаметре их цилиндрической части 200—800 мм.

§ 3. Устройства и средства для очистки воздуха от запахов и микроорганизмов

Наличие запахов свидетельствует о запыленности и загазованности воздуха.

Воздух производственных помещений (отделения производства вареных колбасных изделий, камеры хранения колбасных изделий и полуфабрикатов, посола и созревания сыра и др.), а также продукты, которые вырабатывают и хранят в помещениях, являются благоприятной средой для размножения микроорганизмов. Количество микроорганизмов в таком воздухе составляет 10^5 единиц и более в 1 м³.

Простейшим способом уничтожения микроорганизмов, содержащихся в воздушной среде, является провет-

ривание помещений наружным воздухом в холодный период года. В это время влагосодержание наружного воздуха минимально. При частом проветривании помещения сухим воздухом, подогретым до заданной температуры, а также при работе систем кондиционирования, где используется наружный воздух (только в холодный период года, если это допускается по технологическим и экономическим соображениям), значительно улучшается санитарно-гигиеническое состояние помещений, характеризующихся интенсивным развитием микроорганизмов в их воздушной среде и на продуктах (камеры сушки и хранения копченых колбас, а также созревания и хранения сыров и др.).

Для удаления запахов и газов применяют вентилирование помещений чистым наружным воздухом, а также обработку раствором хлорной извести, активированным древесным углем и озоном.

Для вентилирования помещений используют системы приточно-вытяжной вентиляции (общеобменная вентиляция). Количество воздуха, подаваемого в помещения, определяют по уравнению

$$V_в = 1000 \cdot \frac{G_в}{g_{доп} - g_п},$$

где $V_в$ — количество воздуха для общеобменной вентиляции, м³/с;
$G_в$ — количество газов или паров, выделяемых в помещении, г/с;
$g_{доп}$ — предельно допустимая концентрация газов или паров, мг/м³ (по санитарным нормам);
$g_п$ — концентрация газов или паров в приточном воздухе, мг/м³.

В помещениях парафинирования сыров, термических отделениях мясоперерабатывающих заводов и других помещениях, характеризующихся местным выделением газов, дымов или паров, устанавливают локальную вентиляцию и местные отсосы.

При обработке воздуха раствором хлорной извести концентрация и количество подаваемого раствора зависят от степени загрязнения воздуха. Обработку проводят при отсутствии продуктов и людей.

Активированный древесный уголь поглощает до 95% химически вредных частиц из воздуха. Очистку воздуха активированным углем осуществляют с помощью специ-

альных устройств. Кожух устройства выполняют перфорированным, а верхнее днище — полностью закрытым. Через перфорированную поверхность устройства воздух поступает в патрон, проходит через фильтрующий слой и выходит через нижнее днище. Устройства устанавливают в общей плите таким образом, что обрабатываемый воздух движется сверху вниз.

Озон представляет собой химически нестойкий газ, который легко превращается в обычный кислород. В результате разложения или окисления газов озоном их запах исчезает.

Озон хорошо воздействует на газы органического происхождения. Поэтому его широко применяют при озонировании камер хранения различных пищевых продуктов. Обработка озоном воздуха таких помещений предотвращает возможность поглощения запаха одного продукта другим.

При обработке воздуха озоном концентрации 10—40 мг/м^3, продолжительностью 3—12 ч в сутки в течение 5 сут микроорганизмы (бактерии и плесени) отмирают (60—100%). Если концентрация озона меньше, а продолжительность воздействия озоном недостаточна, то развитие микроорганизмов замедляется. Особенно эффективно применение озона при пониженной положительной температуре воздуха, так как распад озона при такой температуре происходит замедленно, а развитие микроорганизмов не столь интенсивно.

Обрабатывая озоном воздушную среду, используют «мягкий» (концентрация озона в воздушной среде 0,1 мг/м^3) и «жесткий» (концентрация озона 0,1—10 мг/м^3) режимы. Обработку воздуха озоном не следует осуществлять в камерах с сырами, в созревании которых участвуют культурные штаммы плесеней (рокфор, камамбер и др.).

В камерах хранения охлажденных мясных и молочных продуктов обработку воздуха рекомендуется осуществлять при концентрации озона 1—2 мг/м^3; в камерах хранения яиц — 1,5—3 мг/м^3. Для помещений, из которых необходимо удалить запахи, рекомендуемая концентрация озона составляет 5—10 мг/м^3.

Озон дает хороший инактивирующий эффект при воздействии на споры и микробы, находящиеся не только во взвешенном состоянии в воздушной среде помещений, но

и на открытой поверхности (стеллажей, полок, стен и т. п.).

В толщу продуктов озон не проникает и не влияет на биохимические и микробиологические процессы, происходящие в продуктах (при сушке колбас, созревании сыров и т. п.). Таким образом, озон не столько бактерициден, сколько способен затормозить развитие различных микроорганизмов.

Для обработки воздуха используют озонаторы, изготовленные в виде трубчатых сосудов (типа кожухотрубных теплообменников с горизонтальным расположением труб). В трубы устанавливают стеклянные трубы — электроды на центрирующих прокладках из диэлектрика. Внутренняя поверхность представляет собой медно-графитовое или алюмографитовое токопроводящее покрытие, к которому подводят переменный ток напряжением 7—10 кВ. Высоковольтный газовый разряд возникает в кольцевом канале между наружным электродом (металлической трубой) и стеклянным электродом. Сухой воздух или кислород продувается через кольцевой канал (зону разряда) и озонируется. Производительность озонатора зависит от влагосодержания обрабатываемого воздуха. Чем меньше влагосодержание воздуха, тем выше производительность озонатора. Поэтому перед аппаратом устанавливают осушитель воздуха.

Для очистки воздуха от микроорганизмов (стерилизация воздуха) используют фильтры тонкой очистки и бактерицидной обработки (см. § 2 главы V). При этом коэффициент эффективности очистки воздуха составляет 98,85 — 99,995%. Кроме того, применяют углекислый газ и озон, а также ультрафиолетовое облучение.

Углекислый газ не убивает, а подавляет развитие микроорганизмов. При добавлении к воздуху 10% углекислого газа рост плесеней замедляется, при 20% — практически приостанавливается.

При введении углекислого газа в воздушную среду помещений продолжительность хранения охлажденных мясных продуктов увеличивается. Рекомендуемая концентрация углекислого газа 10%, температура среды 0° С. При таком режиме хранения вкус и запах мяса не изменяются, незначительно изменяется его цвет. Для размораживания мясных продуктов и хранения их в размороженном виде перед переработкой также применяют

воздушную среду с повышенным содержанием углекислого газа, что значительно улучшает гигиенические условия производства фасованного мяса и мясных продуктов, а следовательно, качество выпускаемой продукции.

Ультрафиолетовые лучи обладают бактерицидным действием. При поглощении лучей микроорганизмы погибают, или их жизнедеятельность приостанавливается.

Для ультрафиолетового облучения воздуха используют лампы, изготовленные из специального стекла и наполненные под вакуумом парами ртути (бактерицидные лампы). Если длина волн ультрафиолетовых лучей, испускаемых этими лампами (253,7—265,4) 10^{-10} м, то лучи не оказывают вредного влияния на жировую и мышечную ткань мяса.

Для обработки воздуха, подаваемого в помещение, а также отработавшего воздуха, удаляемого из помещения, бактерицидные лампы устанавливают в приточных и рециркуляционных воздуховодах.

Эффективность облучения зависит от стадии развития микроорганизмов, состояния поверхности продуктов и температуры среды. При воздействии ультрафиолетовых лучей основная масса бактерий (до 70—80%) погибает. Оставшиеся микроорганизмы наиболее стойки, и для их уничтожения требуется энергии в 3—4 раза больше, чем при обработке воздуха бактерицидными лампами.

При облучении микроорганизмы в начальной стадии развития уничтожаются значительно быстрее, чем при образовании больших колоний. Поэтому обработку ультрафиолетовым облучением необходимо начинать своевременно, не допуская прорастания спор.

Обработка ультрафиолетовыми лучами пищевых продуктов затруднительна вследствие шероховатости поверхности. Поэтому она наиболее эффективна для борьбы с микробами и спорами, находящимися в воздухе.

Действие ультрафиолетовых лучей увеличивается при положительной температуре окружающей среды. При отрицательной температуре (—5° С и ниже) эффективность отмирания микроорганизмов в результате облучения почти не изменяется. Следовательно, применение облучения при отрицательной температуре воздушной среды не желательно.

Обработка среды ультрафиолетовыми лучами при низкой положительной температуре дает хороший инакти-

вирующий эффект, так как развитие микроорганизмов задерживается, и, следовательно, период губительного воздействия ультрафиолетовых лучей можно значительно увеличить.

Воздушную среду в камерах хранения охлажденных мясных полутуш обрабатывают ультрафиолетовыми лучами при следующих параметрах воздуха: температура 0—10° С, относительная влажность 85—95%, скорость движения не более 0,3—0,5 м/с. При этом бактерицидные лампы размещают над подвесными путями в шахматном порядке на расстоянии не более 0,3 м от балки подвесных путей.

Мощность бактерицидных ламп 15 Вт, расстояние между ними 600—800 мм. При включении ламп на 30 мин губительное действие облучения на микрофлору составляет 95,3% для верхних слоев воздушной среды и 78,5% для нижних.

Ультрафиолетовое облучение воздушной среды в помещениях хранения колбасных изделий также значительно улучшает санитарно-гигиенические условия, что позволяет увеличить продолжительность хранения продукта без ухудшения его качества. При включении бактерицидных ламп, расположенных в помещениях с температурой воздуха 16° С и относительной влажностью 85%, на 6 ч в сутки качество вареных колбас полностью сохраняется в течение 6 сут, полукопченых — 25 сут.

В технологических цехах производства медицинских препаратов для поддержания заданной стерильности окружающего воздуха устанавливают бактерицидные лампы, размещаемые на потолке помещений. Лампы включают периодически, по соответствующей программе. Длительность периодов включения ламп и пауз между включениями зависит от мощности установленных ламп и высоты их расположения над рабочей зоной.

В камерах размораживания мяса также применяют ультрафиолетовое облучение воздуха. Чаще всего его применяют при проведении процессов размораживания, характеризующихся значительной продолжительностью ($\tau = 30$ ч и более) и следующими параметрами воздушной среды: температура 10—16° С, относительная влажность 90—98%. Даже в таких условиях проведения процесса, являющихся наиболее благоприятными для развития микрофлоры, не наблюдается роста бактерий. При этом пол-

ностью сохраняется свежесть мяса и его качество. Рекомендуемая мощность облучения воздушной среды камер размораживания составляет 2 Вт/м^2.

Глава VI

УСТРОЙСТВА КОНТАКТНОГО ТИПА ДЛЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

§ 1. Общие сведения

В системах кондиционирования широко распространены устройства контактного типа, в которых непосредственно осуществляется контакт воздуха с тепло- или влагопередающей средой. В таких устройствах в качестве тепло- и влагопередающей среды используют воду, водяной насыщенный пар, растворы хлористого лития и хлористого кальция, адсорбенты. К устройствам контактного типа относят камеры орошения, обработка воздуха в которых осуществляется водой, разбрызгиваемой форсунками; устройства местного доувлажнения, предусматривающие обработку воздуха водой непосредственно в кондиционируемом помещении; паровые увлажнители, предназначенные для обработки воздуха водяным насыщенным паром, а также устройства для осушения воздуха сорбентами.

§ 2. Камеры орошения

Камеры орошения предназначены для охлаждения, нагревания, увлажнения и осушения воздуха разбрызгиваемой водой.

В зависимости от направления движения воздушного потока различают горизонтальные и вертикальные камеры орошения. Наиболее широкое распространение получили горизонтальные камеры.

Горизонтальная камера орошения (рис. 12) состоит из корпуса, водораспределительных трубопроводов с форсунками, фильтра для воды, поддона и сепараторов-каплеуловителей, которые собирают из пакетов оцинкованных гофрированных пластин и устанавливают на входе

воздуха в камеру и выходе из нее для уменьшения уноса капель воды воздухом.

Вода, разбрызгиваемая в камере орошения, сливается в поддон, снабженный патрубками, через которые ее мо-

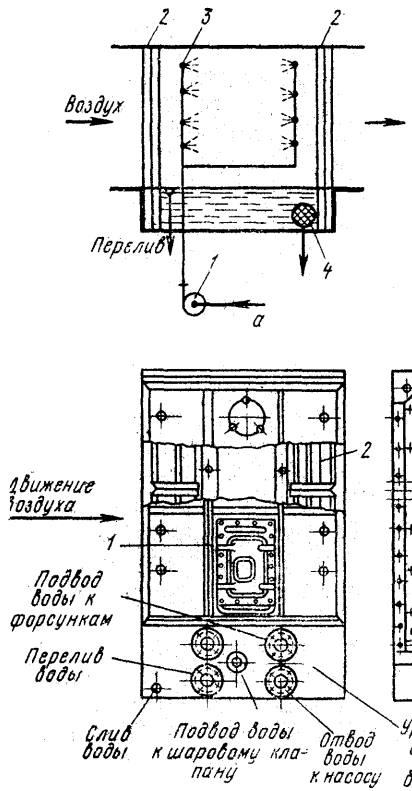


Рис. 12. Горизонтальная камера орошения:

а — схема: *1* — насос; *2* — сепараторы-каплеуловители; *3*—форсунки; *4* — фильтр для воды; *б* — общий вид; *1* — дверца; *2* — сепараторы-каплеуловители; 3 — светильник; *4* — форсунки; *5* — поддон.

жно отвести в систему охлаждения или подавать насосом в камеру для повторного использования. Для предотвращения засорения форсунок и уменьшения их износа воду из поддона предварительно обрабатывают в фильтре, где она очищается от посторонних примесей.

Водораспределительные трубопроводы предназначены для подачи воды в рабочую зону камеры орошения и ее распределения. Форсунки устанавливают на водораспре-

делительных трубопроводах. Количество рядов форсунок, размещенных последовательно по ходу движения воздуха, равно одному, двум или трем (для горизонтальных камер) и одному (для вертикальных). В каждом ряду форсунки располагают так, чтобы факелы распыла перекрывали все поперечное сечение камеры.

Вода, подаваемая из форсунок под давлением, образует факелы, имеющие различный угол распыливания в зависимости от давления разбрызгиваемой воды, диаметра выходного отверстия и конструкции форсунок. В горизонтальных камерах орошения направление факелов, образуемых форсунками первого ряда, всегда соответствует направлению движения воздуха. Факелы форсунок второго и третьего рядов направлены в сторону, противоположную движению воздуха. Таким образом, в горизонтальных камерах орошения применяют смешанное движение воздуха и воды. В вертикальных камерах движение воздуха и воды противоточное: факелы воды движутся сверху вниз, а воздух движется снизу вверх.

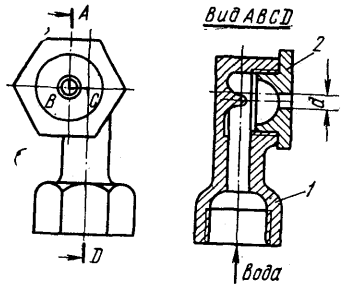


Рис. 13. Центробежная угловая форсунка:

1 — корпус; *2* — вкладыш.

Для разбрызгивания воды наиболее часто применяют центробежные угловые форсунки (рис. 13). В таких форсунках осуществляется поступательно-вращательное движение воды, в результате чего образуются факелы, позволяющие получить значительную поверхность контакта воздуха с водой.

В зависимости от диаметра выходного отверстия различают форсунки тонкого, среднего и грубого распыления воды.

Форсунки тонкого и среднего распыления воды (диаметр выходного отверстия до 3—3,5 мм) применяют при изоэнтальпических процессах обработки воздуха. Давление подаваемой воды (2—3) 10^5 Па.

Форсунки грубого распыления воды (диаметр выходного отверстия 4—5 мм и более) используют при поли-

тропических процессах. Давление воды составляет (1,5—2) 10^5 Па.

Количество воды, разбрызгиваемой одной форсункой, зависит от диаметра выходного отверстия и давления воды (табл. 18).

Таблица 18

Давление воды, Па	Количество воды (в кг/с), разбрызгиваемой одной форсункой при диаметре выходного отверстия, мм					
	3	3,5	4	4,5	5	5,5
$1{,}0 \cdot 10^5$	0,05	0,061	0,074	0,086	0,1	0,11
$1{,}5 \cdot 10^5$	0,061	0,076	0,09	0,107	0,12	0,138
$2{,}0 \cdot 10^5$	0,072	0,089	0,105	0,124	0,139	0,16
$2{,}5 \cdot 10^5$	0,08	0,1	0,118	0,14	0,155	0,178

Основным расчетным уравнением камер орошения является уравнение теплового баланса

$$I_1 - I_2 = c_W B \left(t_{W_к} - t_{W_н}\right), \qquad (18)$$

где I_1, I_2 — энтальпия воздуха до и после камеры орошения, кДж/кг;

c_W — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

B — коэффициент орошения, кг воды на 1 кг сухого воздуха (кг/кг);

$t_{W_н}$, $t_{W_к}$ — температура воды, подаваемой в камеру орошения и отводимой из нее, °С.

При расчете систем кондиционирования воздуха принимают во внимание также зависимость энтальпии воздуха от температуры его по мокрому термометру. Учитывая указанную зависимость, уравнение (18) можно представить в следующем виде

$$I_1 - I_2 \approx 0{,}7 \left(t_{м_1} - t_{м_2}\right) c_W, \qquad (18а)$$

где $t_{м1}$, $t_{м2}$ — температура воздуха по мокрому термометру на входе в камеру орошения и выходе из нее, °С.

Из уравнений (18) и (18а) следует, что интенсивность теплообмена между разбрызгиваемой водой и воздухом зависит от разности между температурами воздуха по мокрому термометру и воды. Чем больше разность меж-

ду температурами воздуха и воды, тем большее количество тепла отдает или воспринимает воздух.

Коэффициент эффективности теплообмена E численно характеризует различие процессов теплообмена, протекающих в реальной и идеальной камерах орошения: политропических

$$E = 1 - \frac{t_{M_2} - t_{W_K}}{t_{M_1} - t_{W_H}}, \qquad (19)$$

изоэнтальпических

$$E_A = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{M_1}} = 1 - \frac{t_2 - t_{M_1}}{t_1 - t_{M_1}},$$

где E и E_A — коэффициенты эффективности теплообмена соответственно политропических и изоэнтальпических процессов.

Второй член правой части выражения (19) представляет собой отношение остаточного (неиспользованного) температурного напора к начальному значению этого напора. В идеальной камере орошения $t_{M_2} = t_{W_K}$ и коэффициент эффективности теплообмена равен 1.

В практических расчетах наряду с коэффициентом E дополнительно вводят универсальный коэффициент эффективности теплообмена

$$E' = 1 - \frac{t_2 - t_{M_2}}{t_1 - t_{M_1}}, \qquad (20)$$

где E' — универсальный коэффициент эффективности теплообмена;

t_1 и t_2 — температура воздуха по сухому термометру на входе в камеру орошения и на выходе из нее, °С.

Универсальный коэффициент эффективности теплообмена характеризует степень изменения психрометрической разности температур до обработки воздуха в камере орошения и после нее. Этот коэффициент можно использовать при расчетах политропических и изоэнтальпических процессов. При изоэнтальпических процессах ($t_{M_2} = t_{M_1}$)

$$E' = 1 - \frac{t_2 - t_{M_1}}{t_1 - t_{M_1}} = E_A.$$

Коэффициенты эффективности E и E' зависят от соотношения количеств разбрызгиваемой воды и обрабаты-

ваемого воздуха. Соотношение количеств воды и воздуха определяется величиной коэффициента орошения B

$$B = \frac{W}{L}, \qquad (21)$$

где W — количество воды, разбрызгиваемой в камере орошения, кг/с.

Обычно при изоэнтальпическом увлажнении коэффициент орошения B принимают в пределах 0,5—1,5, а при охлаждении и осушении воздуха (политропические процессы с понижением энтальпии) — 1,5—2,5 кг/кг.

Кроме того коэффициенты эффективности зависят от способа размещения форсунок и диаметра их выпускного отверстия, позволяющего получить соответствующие размеры капель разбрызгиваемой воды, от площади поперечного сечения и длины камеры орошения, которые определяют продолжительность взаимодействия воздуха и воды, от направления процессов тепло- и массообмена, а также от массовой скорости движения воздуха (произведение его скорости на плотность).

Получившие широкое распространение камеры орошения конструкции Научно-исследовательского института санитарной техники рассчитаны на работу при массовой скорости движения воздуха $\omega\rho \geqslant 3$ кг/(м^2·с).

Значения коэффициентов эффективности камер орошения конструкции Научно-исследовательского института санитарной техники приведены в табл. 19 и 20. В табл. 19 приведены значения универсального коэффициента эффективности E' (E_A) при изоэнтальпическом увлажнении воздуха; в табл. 20 — значения коэффициентов E и E' при политропических процессах обработки воздуха (охлаждение с одновременным увлажнением или осушением).

При расчете камер орошения исходными данными являются количество воздуха, а также его параметры на входе в камеру и выходе из нее, а искомыми — количество воды, необходимой для разбрызгивания, температура воды на входе и выходе, размеры камеры и количество форсунок. При таких исходных и искомых величинах расчет производится в следующей последовательности.

1. С помощью I—d-диаграммы по заданным температуре и относительной влажности воздуха на входе в камеру орошения (t_1, φ_1) и выходе из нее (t_2, φ_2) определя-

Таблица 19

Диаметр выходного отверстия форсунки, мм	Значение E' в зависимости от коэффициента орошения B							
	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
3,5	0,82	0,86	0,89	0,91	0,935	0,96	0,96	0,96
До 5	0,75	0,77	0,79	0,82	0,84	0,85	0,865	0,89

Таблица 20

Диаметр выходного отверстия форсунки, мм	Значения E и E' в зависимости от коэффициента орошения B							
	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8 и более
3,5	0,875	0,9	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92	0,92
	0,89	0,92	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
До 5	0,74	0,76	0,775	0,79	0,81	0,82	0,83	0,84
	0,795	0,815	0,835	0,85	0,865	0,88	0,895	0,9

ют энтальпию, влагосодержание и температуру воздуха по мокрому термометру на входе (I_1, d_1, $t_{м1}$) и выходе (I_2, d_2, $t_{м2}$).

2. В соответствии с полученными параметрами (уравнение 20) определяют универсальный коэффициент эффективности теплообмена.

3. По данным табл. 19 и 20, а также по заданной производительности по воздуху, предварительно выбирают камеру орошения с определенными количеством рядов и плотностью размещения форсунок, площадью поперечного сечения камеры, коэффициентом орошения B, коэффициентом эффективности теплообмена E.

4. Массовую скорость движения воздуха определяют по формуле

$$\omega\rho = \frac{L}{F_к}, \qquad (22)$$

где $\omega\rho$ — массовая скорость движения воздуха в камере орошения, кг/(с·м²);

$F_к$ — площадь поперечного сечения камеры, м².

Если массовая скорость воздуха $\omega\rho$ меньше 3 кг/(с××м²), то коэффициент E' умножают на поправочный коэффициент.

$\omega\rho$, кг/(с·м²)	2	2,2	2,4	2,6	2,8
Поправочный коэффициент	0,925	0,93	0,94	0,95	0,955

На основании уточненного значения E' и данных приложения XV окончательно выбирают камеру орошения.

5. Решая уравнения (18) и (19), определяют температуру воды $t_{W_н}$ и $t_{W_к}$.

При определении температуры воды учитывают, что в промышленных условиях практически нельзя охладить воду до температуры ниже 2° С. Поэтому, если расчетная температура воды на входе в камеру орошения окажется ниже 2° С, то следует задаться большим значением коэффициента орошения B и осуществить перерасчет значений $t_{W_н}$ и $t_{W_к}$.

6. Общее количество воды и воды, разбрызгиваемой одной форсункой, рассчитывают, исходя из уточненного значения коэффициента B.

Количество воды, разбрызгиваемой одной форсункой, определяют по формуле

$$q_ф = \frac{W}{n_ф}, \qquad (23)$$

где $q_ф$ — количество воды, разбрызгиваемое одной форсункой, кг/с;
$n_ф$ — количество форсунок.

При расчете вновь проектируемых камер орошения количеством форсунок предварительно задаются. Рассчитывая типовые камеры орошения, разработанные Научно-исследовательским институтом санитарной техники, количество форсунок принимают по данным приложения XV.

7. Учитывая количество воды, разбрызгиваемой одной форсункой, и данные табл. 18, определяют давление подаваемой воды и необходимый диаметр выходного отверстия.

8. Тепловую нагрузку на камеру орошения находят из уравнения

$$Q = L(I_1 - I_2)\,10^3,$$

где Q — тепловая нагрузка на камеру орошения, Вт.

9. Из уравнения теплового баланса определяют расход воды, охлаждаемой в холодильной установке, и под-

донной (рециркуляционной) воды, подаваемой в камеру орошения,

$$W_x t_{W_x} + (W - W_x) t_{W_к} = W t_{W_н},$$

где W_x — расход охлаждаемой в холодильной установке воды, кг/с;

t_{W_x} — температура охлаждаемой воды, °С;

$(W - W_x)$ — расход поддонной воды, кг/с.

Если известны конструктивные параметры камеры, количество воздуха, а также начальные параметры воздуха и воды, то расчет камеры орошения осуществляют следующим образом.

1. Массовую скорость движения воздуха определяют по формуле (22).

2. Поскольку диаметр отверстия форсунки и давление воды перед форсунками известны, то по данным табл. 18 определяют количество воды, разбрызгиваемой одной форсункой.

3. Коэффициент орошения и количество воды, разбрызгиваемой в камере орошения, рассчитывают по формулам (21) и (23).

4. По расчетным значениям $\omega\rho$ и B, а также по данным табл. 18 и 20 находят коэффициенты эффективности теплообмена E и E'.

5. В соответствии с выражением (19) определяют соотношение между температурами воздуха по мокрому термометру и воды

$$t_{м_2} = (1 - E)(t_{м_1} - t_{W_н}) + t_{W_к}.$$

При этом температуру воздуха по мокрому термометру на выходе из камеры орошения рассчитывают, предварительно задаваясь разностью температур по воде $\Delta t_W = t_{W_к} - t_{W_н} = 3 \div 5°$ С.

Откуда $t_{W_к} = t_{W_н} + \Delta t_W$.

Подставляя полученное значение $t_{W_к}$ в уравнение, находят $t_{W_{м_2}}$.

6. Параметры воздуха на выходе из камеры орошения определяют с помощью I—d-диаграммы. На диаграмму наносят точку, характеризующую начальное состояние воздуха (t_1, φ_1), и точку на линии $\varphi = 100\%$, соответствующую температуре $t_{W_к}$. Конечное состояние воздуха характеризуется точкой пересечения линии, соединяющей указанные точки, с изотермой $t_{м_2}$.

7. Тепловую нагрузку на камеру орошения рассчитывают:

по воздуху $Q_1 = L(I_1 - I_2)\,10^3$,

по воде $Q_2 = c_W\, W(t_{W_к} - t_{W_н})\,10^3$,

и определяют ошибку расчета Δ, вызванную произвольным выбором величины Δt_W,

$$\Delta = \frac{|Q_1 - Q_2|}{Q_1} \cdot 100.$$

Если Δ>5%, то задаются новым значением разности между температурами по воде и перерассчитывают $t_{м_3}$.

Сопротивление проходу воздуха (в Па) в камерах орошения определяют по выражениям:

двухрядных $H = 14{,}4\,(\omega\rho)^{1{,}81}$,

трехрядных $H = 34{,}4\,(\omega\rho)^{1{,}2}$.

Если массовая скорость движения воздуха 3—10 кг/(с·м²), то сопротивление проходу воздуха в двух- и трехрядных камерах орошения составляет 160—220 Па.

Камеры орошения являются наиболее распространенными аппаратами контактного типа. Это объясняется простотой конструкции и широким диапазоном изменения параметров обрабатываемого воздуха.

Основными недостатками камер орошения являются их значительные габаритные размеры, относительно небольшие скорости обрабатываемого воздуха [ωρ до 10 кг/(м²·с)] и большие расходы воды (до 2,5 кг воды на 1 кг воздуха).

В камерах орошения тепло- и массообмен между воздухом и водой происходит через пограничный слой насыщенного влагой воздуха, образующегося у поверхности разбрызгиваемых капель. Вместе с водяным паром в воздух поступает тепло в количестве, соответствующем скрытой теплоте фазового перехода. Перенос тепла осуществляется также конвективно. Конвективный перенос тепла возникает вследствие разности между температурами воздуха и воды (явное тепло).

Аналитический расчет процессов тепло- и массообмена между воздухом и водой затруднен вследствие сложности определения суммарной площади поверхности контакта и коэффициентов переноса. Поэтому расчет процессов изменения состояния воздуха при взаимодействии его с водой осуществляют с помощью I—d-диаграммы.

При изображении на I—d-диаграмме процессов обработки воздуха в камерах орошения за направление, характеризующее изменение его состояния, приближенно принимают прямую линию, соединяющую точку начального состояния воздуха с точкой, соответствующей конечному состоянию воды.

Тепловлажностный коэффициент линии, характеризующей изменение состояния воздуха при его контакте с водой, определяют из уравнения

$$\varepsilon = \frac{I - I_W}{d - d_W} \cdot 10^3,$$

где I— энтальпия воздуха, участвующего в процессе тепло- и массообмена, кДж/кг;

I_W— энтальпия воздуха в пограничном слое (I_W принимают равной энтальпии насыщенного воздуха, температура которого равна температуре воды), кДж/кг;

d— влагосодержание воздуха, участвующего в процессе тепло- и массообмена, г/кг;

d_W— влагосодержание воздуха в пограничном слое (d_W принимают равным влагосодержанию насыщенного воздуха, температура которого соответствует температуре воды), г/кг.

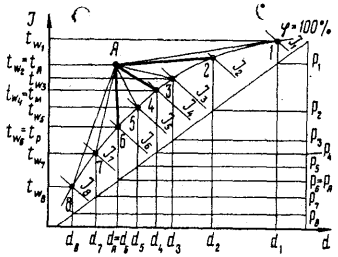


Рис. 14. Изображение на I—d-диаграмме процессов взаимодействия воздуха и воды в камере орошения.

Возможные направления процессов взаимодействия воздуха и воды, происходящих в камере орошения, показаны на рис. 14. Процессы изображают линиями, расположенными в области, ограниченной кривой $\varphi = 100\%$ и касательными, которые проводят из точки A, характеризующей начальное состояние воздуха.

Если температура воды выше температуры воздуха по сухому термометру ($t_{W_1} < t_A$), то процесс взаимодействия воды и воздуха изображают линией A—1. При таком процессе обработки воздуха увеличиваются его температура, энтальпия и влагосодержание.

При температуре воды, равной температуре воздуха по сухому термометру ($t_{W_3}=t_A$), изменение состояния воздуха (линия *A—2*) характеризуется увеличением его энтальпии и влагосодержания ($I_2>I_A$, $d_2>d_A$).

Процесс взаимодействия воздуха с водой, температура которой ниже температуры воздуха по сухому термометру, но выше его температуры по мокрому термометру ($t_м<t_{W_3}<t_A$), изображается линией *A—3*. При этом энтальпия и влагосодержание воздуха увеличиваются ($I_3>I_A$, $d_3>d_A$), а температура уменьшается ($t_3<t_A$).

Так как в рассмотренных случаях в результате взаимодействия воздуха и воды энтальпия и влагосодержание воздуха увеличиваются, то, следовательно, линии *A—1*, *A—2* и *A—3* характеризуют процессы изменения состояния воздуха, при которых тепло- и массообмен осуществляется в направлении от воды к воздуху.

При взаимодействии воздуха с водой, температура которой равна температуре мокрого термометра ($t_{W_4}=t_м$), $\Delta I=0$, т. е. энтальпия обрабатываемого воздуха не изменяется. Так как $d_4>d_A$, водяные пары воспринимаются воздухом, и его влагосодержание повышается. Поскольку температура воздуха выше температуры воды ($t_A>t_{W_4}$), он охлаждается.

Таким образом, постоянное значение энтальпии объясняется тем, что при $t_{W_4}=t_м$ увеличение одной составляющей энтальпии, вызванное повышением влагосодержания воздуха (увеличение скрытого тепла), полностью компенсируется уменьшением другой составляющей (уменьшение явного тепла) вследствие понижения температуры воздуха.

При понижении температуры воды до t_{W_5} ($t_р<t_{W_5}<t_м$) изменение состояния воздуха изображается линией *A—5* и характеризуется переносом тепла от воздуха к воде ($t_A>t_{W_5}$), а водяного пара — от воды к воздуху, так как парциальное давление водяного пара в воздухе, окружающем поверхность капель воды, больше парциального давления водяного пара, находящегося в воздухе ($P_5>P_A$).

Если температура воды равна температуре точки росы обрабатываемого воздуха ($t_{W_6}=t_р$), то массообмен между воздухом и водой отсутствует ($\Delta P=P_A-P_6=0$). Теплообмен осуществляется от воздуха к воде (сухое охлаждение).

При дальнейшем понижении температуры воды ($t_w < t_p$) также имеет место охлаждение воздуха, но с одновременным понижением его влагосодержания, так как парциальное давление водяного пара в воздухе, окружающем поверхность капель воды, становится меньше парциального давления водяного пара обрабатываемого воздуха ($P_7 < P_A$, $P_8 < P_A$), т. е. воздух теряет тепло и влагу (охлаждение с одновременным осушением).

Таким образом, при заданной температуре воды, подаваемой в камеру орошения, конечные параметры обрабатываемого воздуха изменяются в необходимом направлении.

При рассмотрении изменений состояния воздуха в результате его взаимодействия с водой принимают параметры воздуха на выходе из камеры орошения $t = t_w$ и $\varphi = 100\%$. Практически в камерах орошения воздух не насыщается до $\varphi = 100\%$, и точки, характеризующие конечные состояния воздуха, находятся несколько левее линии $\varphi = 100\%$. Действительное положение точек, отвечающих конечным параметрам воздуха, зависит от суммарной площади поверхности контакта воздуха с водой, а также от значений коэффициентов тепло- и массопереноса.

§ 3. Устройства местного доувлажнения воздуха водой

Устройства местного доувлажнения можно применять как дополнительные устройства увлажнения воздуха после основной обработки его в системах кондиционирования или как основные устройства, поддерживающие заданную относительную влажность воздуха в различных складских и производственных помещениях (склады для хранения искусственной колбасной оболочки, камеры охлаждения вареных колбас, камеры хранения яиц и др.).

Устройства местного доувлажнения разбрызгивают воду или смесь воды со сжатым воздухом. При этом количество разбрызгиваемой воды должно быть равно количеству влаги, которое необходимо добавить к воздуху помещения для получения заданного влагосодержания.

В зависимости от применяемых способов распыления воды, подлежащей испарению непосредственно в помещении, различают следующие устройства местного доувлажнения воздуха: пневматические, насосные и центробежные.

Наиболее распространены пневматические устройства доувлажнения, осуществляющие тонкое распыление и испарение всей воды без остатка. По сравнению с другими пневматические устройства компактнее, надежнее и проще в эксплуатации. Их работу легче автоматизировать.

Пневматические устройства местного доувлажнения состоят из форсунок тонкого распыления воды и двух сетей трубопроводов подачи воды и сжатого воздуха. Воду подводят от общей водопроводной магистрали предприятия, а сжатый воздух — от воздушного компрессора. Для полного испарения распыленной воды к моменту попадания ее в рабочую зону трубопроводы подачи воды и сжатого воздуха крепят к строительным конструкциям производственных помещений на высоте не менее 2,5—3 м. В распределительные трубопроводы воду подают из герметичных бачков, уровень воды в которых ниже уровня выходных отверстий форсунок. К крышкам бачков подсоединяют трубопроводы подачи сжатого воздуха. Такая система полностью исключает возможность выхода воды из форсунок при отсутствии сжатого воздуха.

Уровень воды в бачках поддерживают с помощью шарового клапана. Для визуального наблюдения за уровнем воды бачок снабжен водомерным стеклом.

Обычно расход сжатого воздуха форсункой составляет $(0{,}97—1{,}25)\times10^{-3}$ кг/с при избыточном давлении его $(1—1{,}5)\,10^5$ Па. При этом производительность одной форсунки по воде равна $(0{,}6—1{,}3)\cdot10^{-3}$ кг/с и зависит от конструкции и диаметра выпускного отверстия форсунок.

В устройствах доувлажнения, обслуживающих одно помещение, управление работой форсунок осуществляется позиционно, т. е. автоматическим пуском и остановкой компрессора в зависимости от влажности воздуха в помещении; в устройствах, обслуживающих несколько помещений, — включением и отключением регулирующих клапанов, установленных на трубопроводах воды и сжатого воздуха.

Схема управления устройством доувлажнения с помощью пневматических регулирующих клапанов показана на рис. 15. На трубопроводах воды и сжатого воздуха установлены регулирующие клапаны обратного действия с мембранным пневмоприводом. При отсутствии сжатого воздуха клапаны закрыты. На включение пневмоприво-

дов импульс подается от влагорегулятора через электропневматическое реле. Расположенный в рабочей зоне помещения влагорегулятор предназначен для регулирования необходимой влажности воздуха. При понижении влажности ниже заданной контакт влагорегулятора подает сигнал на катушку электропневматического реле, которое открывает подачу сжатого воздуха в пневмоприводы клапанов. Причем сначала открывается регулирую-

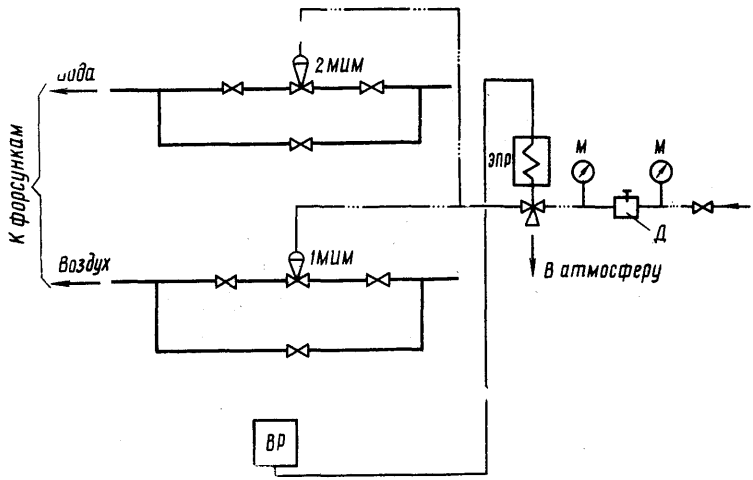


Рис. 15. Схема управления устройством местного доувлажнения воздуха водой:

1МИМ, 2МИМ — мембранный исполнительный механизм пневматического регулирующего клапана; *ВР* — влагорегулятор; *ЭПР* — электропневматическое реле; *М* — манометр; *Д* — дроссель.

щий клапан подачи сжатого воздуха, а затем регулирующий клапан, установленный на трубопроводе воды.

При повышении влажности воздуха контакт влагорегулятора и электропневматическое реле отключаются, а клапаны закрываются в обратной последовательности (сначала закрывается клапан воды, а затем клапан сжатого воздуха), что предотвращает вытекание из форсунок нераспыленной воды, оставшейся в трубопроводах.

Для управления работой пневмоприводов кроме электропневматического реле используют реле времени, которое открывает клапан подачи воды на 10 с позже, а за-

крывает на 10 с раньше срабатывания клапана подачи сжатого воздуха к форсункам.

В систему питания пневмоприводов регулирующих клапанов сжатый воздух подают очищенным, для чего устанавливают фильтр. Для регулирования и контроля давления воздуха устанавливают дроссель и манометры.

Основным недостатком устройств местного доувлажнения является необходимость тщательного ухода за форсунками тонкого распыления, так как они часто засоряются. Форсунки более грубого распыления не позволяют получить полного испарения распыливаемой воды, в результате чего неиспарившаяся влага оседает на конструкциях помещений и материалах, находящихся в них.

Изменение состояния воздуха при доувлажнении его в кондиционируемом помещении определяют из уравнения теплового и влажностного балансов.

Тепловлажностный коэффициент линии, характеризующей доувлажнение воздуха водой, определяют по формуле

$$\varepsilon_{\text{доувл}} = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 10^3 = c_W t_W.$$

При местном доувлажнении воздуха водой энтальпия воздуха почти не изменяется вследствие незначительной величины энтальпии добавляемой к воздуху воды ($i_W = c_W t_W$). Поэтому на практике принимают, что доувлажнение воздуха водой протекает изоэнтальпически по $I_1 = \text{const}$, т. е. $\varepsilon_{\text{доувл}} = 0$.

Схемы обработки воздуха с применением устройств местного доувлажнения в теплый и холодный периоды года приведены на рис. 16. Для построения схем исходными являются параметры наружного и внутреннего воздуха, а также тепловлажностный коэффициент линии, характеризующей изменение состояния воздуха в помещении.

Линия $Н_т - П_т$ характеризует изоэнтальпическое увлажнение наружного воздуха в камере орошения. Точка $П_т$, определяющая параметры воздуха, который выходит из камеры орошения в теплый период года, расположена на линии $\varepsilon_т$. Заданные параметры воздуха в помещении определяют положение точки B. На пересечении линий $I_в = \text{const}$ и $\varepsilon_т$ находится точка B', параметры которой определяют состояние внутреннего воздуха при отсутст-

вии местного доувлажнения. Линия B'—B соответствует процессу изменения состояния воздуха в помещении в результате испарения воды, разбрызгиваемой устройством местного доувлажнения, а линия $П_т$ — B — процессу изменения состояния воздуха в помещении вследствие поступлений тепла и влаги от различных источников, а также влаги, вносимой устройством доувлажнения.

Если в кондиционируемое помещение одновременно поступают тепло и влага, то количество приточного воздуха рассчитывают по формуле (17), а если помещение

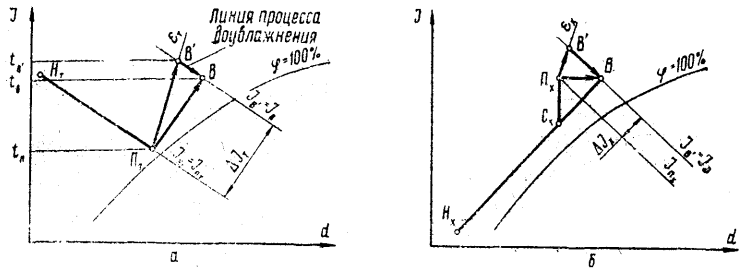


Рис. 16. Схемы обработки воздуха с применением устройства местного доувлажнения его водой:

а — в теплый период года; *б* — в холодный период года.

характеризуется поступлением только тепла — по формуле (15).

Линии $H_х$—B и $C_х$—$П_х$ соответствуют процессам смешения наружного воздуха с внутренним и подогрева смеси в системе кондиционирования в холодный период года. Смесь подогревают до состояния, характеризуемого энтальпией $I_{П_х}$ (точка $П_х$), отличающейся от энтальпии $I_в$ на величину $\Delta I_х$,

$$\Delta I_х = \frac{\sum Q_х}{10^3 L},$$

где $\Delta I_х$ — разность между энтальпиями внутреннего и приточного воздуха в холодный период года, кДж/кг.

Линии процессов, протекающих в кондиционируемом помещении, соответствуют изменениям состояния внутреннего воздуха вследствие поступлений тепла и влаги от различных источников, расположенных в помещении (ли-

ния $П_х - B'$), и влаги от устройства доувлажнения (линия $B' - B$).

Количество воды, разбрызгиваемой устройством местного доувлажнения, определяют по формуле

$$W_{\text{доувл}} = \frac{L(d_2 - d_1)}{10^3},$$

где $W_{\text{доувл}}$ — количество воды, разбрызгиваемой устройством местного доувлажнения, кг/с.

Исходя из условия полного испарения разбрызгиваемой воды, определяют необходимое количество форсунок, устанавливаемых в помещении,

$$n_{\text{фм}} = \frac{W_{\text{доувл}}}{q_{\text{фм}}},$$

где $n_{\text{фм}}$ — количество форсунок местного увлажнения воздуха;
$q_{\text{фм}}$ — производительность форсунки местного увлажнения воздуха, кг/с.

§ 4. Паровые увлажнители

В помещениях и аппаратах, предназначенных для проведения технологических процессов, при которых необходимо или допускается повышение энтальпии обрабатываемого воздуха (камеры размораживания мяса, варочные, обжарочные и коптильные камеры, камеры созревания сыров, а также камеры хранения охлажденных и мороженых продуктов), воздух увлажняют паром.

При смешивании пара с ненасыщенным воздухом влагосодержание и энтальпия воздуха увеличиваются вследствие тепла, содержащегося в поглощаемом паре.

Общий расход пара на увлажнение всей массы циркулирующего воздуха определяют по формуле

$$G_{\text{п}} = L(d_1 - d_2)\,10^{-3},$$

где $G_{\text{п}}$ — расход пара, кг/с.

Тепловлажностный коэффициент, характеризующий процесс увлажнения воздуха паром, определяют по формуле

$$\varepsilon_{\text{увл.п}} = \frac{Q}{W} = \frac{G_{\text{п}} i_{\text{п}}}{G_{\text{п}}} = i_{\text{п}},$$

где $\varepsilon_{\text{увл.п}}$ — тепловлажностный коэффициент, характеризующий процесс увлажнения воздуха паром, кДж/кг;
$i_{\text{п}}$ — энтальпия пара, кДж/кг [$i_{\text{п}} = 2670 \div 2700$ кДж/кг — при $P_{\text{п}} = (1 \div 1{,}5) \cdot 10^5$ Па].

На I—d-диаграмме процесс увлажнения воздуха паром изображается линией H—K (рис. 17, *а*). Наклон линии определяется значением тепловлажностного коэффициента $\varepsilon_{\text{увл.п}} = i_{\text{п}}$. Энтальпия пара давлением до $1{,}5 \cdot 10^5$ Па (в устройствах увлажнения воздуха паром используют пар, давление которого не превышает указанное значение) примерно равна значениям тепловлажностных

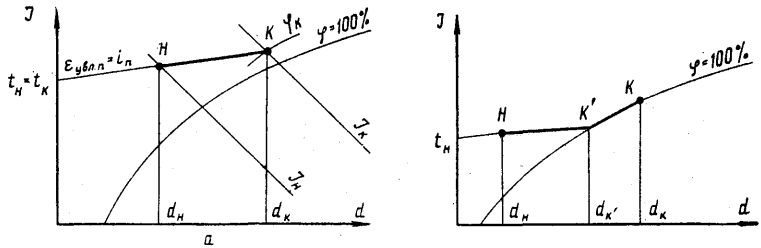


Рис. 17. Изображение на I—d-диаграмме процессов изменения состояния воздуха при увлажнении его паром:
а — при $\varphi_{\text{к}} < 100\%$; *б* — при $\varphi_{\text{к}} = 100\%$.

коэффициентов лучей, совпадающих на I—d-диаграмме с изотермами. Поэтому принимают, что процессы увлажнения воздуха протекают при постоянной температуре.

Если задано конечное влагосодержание $d_{\text{к}}$, то точка K, характеризующая параметры воздуха после увлажнения его паром, находится на пересечении изотермы $t_{\text{н}} = \text{const}$ с линией $d_{\text{к}} = \text{const}$. Если задана относительная влажность $\varphi_{\text{к}}$ воздуха после увлажнения его паром, то точка K расположена на пересечении изотермы $t_{\text{н}} = \text{const}$ с линией $\varphi_{\text{к}} = \text{const}$.

Изотермическое увлажнение воздуха паром происходит до состояния полного насыщения воздуха водяными парами (линия H—K', рис. 17, *б*). Как только относительная влажность воздуха достигает 100%, начинается частичная конденсация пара. При дальнейшем добавлении пара к воздуху процесс увлажнения характеризуется повышением температуры по линии $\varphi = 100\%$ (линия K'—K, см. рис. 17, *б*).

Количество сконденсировавшегося пара рассчитывают по уравнению

$$G_{\text{п.к}} = L\,(d_{\text{к}} - d_{\text{к}'})\,10^{-3},$$

где $G_{\text{п.к}}$ — количество сконденсировавшегося пара, кг/с.

Для увлажнения воздуха паром используют паровые увлажнители различных конструкций. Различают паровые увлажнители, работающие на паре, который получают централизованно в котельных установках или индивидуальных парогенераторах. При использовании пара, вырабатываемого в котельных установках, на линиях подачи пара необходимо устанавливать регуляторы давления.

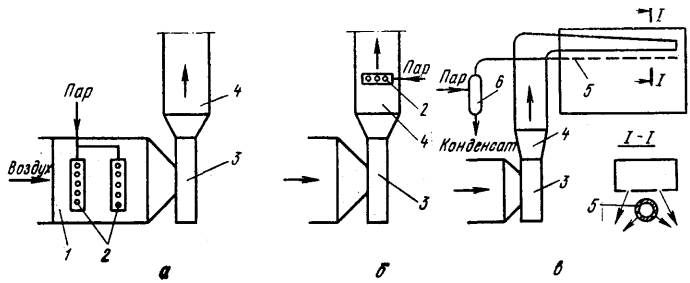


Рис. 18. Схемы размещения паровых увлажнителей в системе кондиционирования:

а — в камере увлажнения, установленной в кондиционере; *б* — в приточном воздуховоде системы; *в* — непосредственно в кондиционируемом помещении; *1* — камера увлажнения; *2* — распределительные трубки; *3* — вентилятор; *4* — приточный воздуховод; *5* — перфорированный паропровод, расположенный в кондиционируемом помещении (вблизи приточного воздуховода); *6* — сборник конденсата.

Паровые увлажнители чаще всего изготовляют в виде распределительных перфорированных трубок. Трубки увлажнителей устанавливают в камере увлажнения, входящей в состав кондиционера, в приточном воздуховоде или непосредственно в кондиционируемом помещении.

На рис. 18 показаны возможные варианты размещения паровых увлажнителей. При установке парового увлажнителя в камере увлажнения и приточном воздуховоде (рис. 18, *а*, *б*) возможно скопление образовавшегося конденсата в системе воздуховодов и вентиляторе. Конденсат может поступать в рабочую зону помещений через отверстия приточных воздуховодов. В кондиционируемом

помещении увлажнение паром осуществляют через перфорированный паропровод, расположенный вблизи приточного воздуховода (рис. 18, *в*). Направленные струи воздуха смешиваются с паром, и образовавшаяся паровоздушная смесь подается в рабочую зону помещения. Во избежание попадания конденсата в рабочую зону помещений паропровод прокладывают с уклоном 0,005 в сторону, противоположную движению пара.

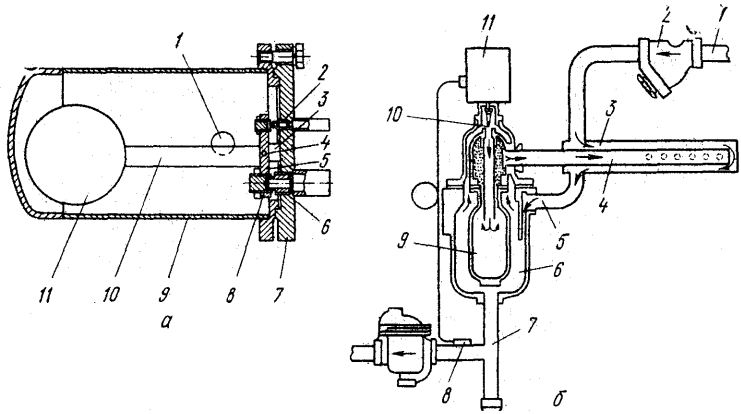


Рис. 19. Устройство для отделения пара от конденсата:

а — с автоматическим сливом конденсата; *1* — отверстие для подачи пара; *2, 6* — седло парового и жидкостного клапанов; *3* — кронштейн; *4* — палец; *5* — клапанная пластина; *7* — съемная крышка; *8* — уплотняющий вкладыш; *9* — корпус; *10* — рычаг; *11* — поплавок; *б* — с камерой парообразования; *1* — паропровод; *2* — фильтр; *3* — парораспределитель; *4* — трубка увлажнителя; *5* — трубопровод для слива конденсата в камеру разделения; *6* — камера разделения; *7* — трубопровод для сбора конденсата; *8* — термобаллон; *9* — камера парообразования; *10* — клапан подачи пара; *11* — автоматический привод клапана.

Паровые увлажнители снабжают устройствами для отделения пара от конденсата.

Устройство конструкции ВНИХИ для отделения пара от конденсата с автоматическим сливом последнего показано на рис. 19, *а*. Устройство состоит из корпуса со съемной крышкой и поплавковой системы, включающей клапанную пластину, поплавок и рычаг. В съемной крышке установлены седла верхнего (парового) и нижнего (жидкостного) клапанов. Через отверстие, расположенное в цилиндрической части корпуса, в устройство поступает пар, подаваемый на увлажнение воздуха и содержащий частично образовавшийся конденсат. Скорость паро-

жидкостной смеси снижается, в результате чего пар отделяется от капелек конденсата и выходит через верхний клапан устройства. При повышении уровня конденсата поплавок всплывает и поворачивает клапанную пластину таким образом, что верхний клапан закрывается, а нижний открывается, вследствие чего конденсат сливается.

Устройство для отделения пара от конденсата, оборудованное дополнительно камерой парообразования (рис. 19, *б*), состоит из фильтра, парораспределителя, камер разделения и парообразования и клапанов подачи пара и слива конденсата. Выходящий из парораспределителя пар увлажняет воздух. Конденсат стекает в камеру разделения, нагревается от наружных стенок камеры парообразования. Полученный пар поднимается по каналам в

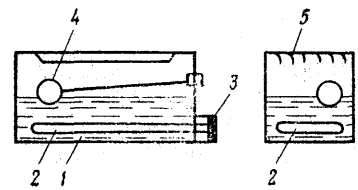


Рис. 20. Паровой увлажнитель с открытой поверхностью испарения:
1 — резервуар с водой; *2* — трубчатый электронагреватель; 3 — подвод питания к электронагревателю; *4* — поплавковое устройство; *5* — направляющие для воздуха.

камеру парообразования, где осушается, и по трубопроводу впрыскивания поступает к парораспределителю. Конденсат собирается в нижнем трубопроводе устройства и удаляется через клапан слива конденсата.

Более надежная работа паровых увлажнителей достигается в результате применения индивидуальных парогенераторов, которые оборудуют трубчатыми электронагревателями и системой автоматической подачи воды. Включение и отключение электронагревателей осуществляют влагорегулятором, датчик которого контролирует влажность воздуха в рабочей зоне помещения.

Уровень воды в парогенераторе поддерживается автоматически путем совместной работы поплавкового регулятора и соленоидного вентиля, установленного на трубопроводе подачи воды в парогенератор.

Паровые увлажнители, выполняющие одновременно функции парогенераторов, имеют открытую поверхность испарения и характеризуются компактной конструкцией (рис. 20). Основным элементом таких увлажнителей является неглубокий резервуар, в который погружены труб-

чатые электронагреватели. Уровень воды в резервуаре поддерживают поплавковым регулятором уровня. Интенсивность испарения воды с поверхности резервуара при прочих равных условиях зависит от скорости движения и направления воздушного потока по отношению к поверхности воды. Если воздушный поток движется перпендикулярно поверхности воды, интенсивность испарения в 2 раза больше, чем при движении параллельно поверхности. Количество пара, образовавшегося при перпендикулярном движении воздушного потока, составляет 1,3—1,6 кг/ч на 1 кВт установленной мощности трубчатых электронагревателей. Чтобы увеличить количество пара, подаваемого для увлажнения воздуха, необходимо повысить суммарную мощность нагревателей. При этом габаритные размеры увлажнителя не изменяются. Такие увлажнители устанавливают в кондиционерах или приточных воздуховодах.

Недостатком паровых увлажнителей с открытой поверхностью испарения является отложение накипи на нагревательных элементах. При установке в таких увлажнителях устройств для смягчения воды увеличиваются их масса и габаритные размеры.

Наряду с паровыми увлажнителями, оборудованными электронагревательными элементами, применяют паровые терморадиационные увлажнители, в которых вода испаряется под воздействием инфракрасного облучения.

Достоинства терморадиационных паровых увлажнителей следующие:

повышенная эксплуатационная надежность, обусловленная отсутствием накипи на нагревательных элементах;

уменьшенная инерционность вследствие более быстрого прогрева поверхностного слоя.

Схемы элементов паровых терморадиационных увлажнителей воздуха приведены на рис. 21. Элемент *I* состоит из поддона с водой, трех термоизлучателей и отражателя. Вода испаряется только под воздействием радиационного тепла (тепло, поглощаемое отражателем, не используют). В элементе *II* поддон с водой является отражателем. Элемент *III* является сочетанием элементов *I* и *II*, поэтому в нем вода испаряется под воздействием всего количества тепла, поступающего от термоизлучателей. Элемент *IV* представляет собой батарею, состоящую из

элементов *II* и *III*. При этом тепло термоизлучателей используют полностью. Вода, находящаяся в верхнем поддоне, нагревается теплом, поглощаемым отражателем элемента *II*. Вода в промежуточном поддоне нагревается радиационным теплом, поступающим от излучателей элемента *II*, и теплом, поглощаемым отражателем элемента

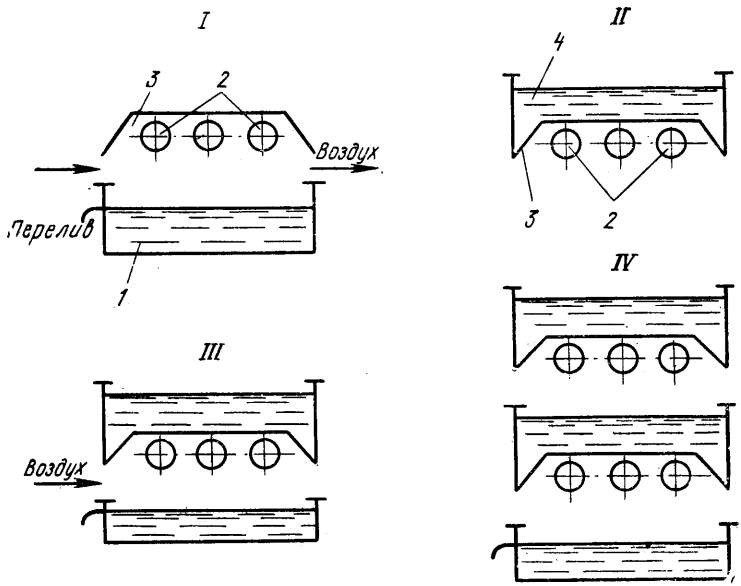


Рис. 21. Схемы элементов терморадиационных паровых увлажнителей воздуха:

элемент I — для испарения воды под воздействием радиационного тепла; элемент II — для испарения воды под воздействием тепла, поглощаемого отражателем; элемент III — для испарения воды под воздействием радиационного тепла и тепла, поглощаемого отражателем (сочетание элементов I и II); элемент IV — сочетание двух элементов III; *1* — поддон с водой; *2* — термоизлучатели; *3* — отражатель; *4* — поддон — водяная рубашка отражателя.

III. Вода, находящаяся в нижнем поддоне, нагревается радиационным теплом от излучателей элемента *III*. При необходимости батарея может содержать большее количество элементов.

Паровой терморадиационный увлажнитель показан на рис. 22. Водопроводную воду подают в верхний поддон. По торцевым стенкам вода переливается в поддоны до тех пор, пока не достигнет нижнего поддона, постоян-

ный уровень воды в котором поддерживается поплавковым клапаном. Микровыключатель увлажнителя отключает подачу электроэнергии на термоизлучатели при отсутствии воды в поддоне.

В паровых терморадиационных увлажнителях в качестве радиационных нагревательных элементов применяют кварцевые лампы с инфракрасным излучением, имеющие малую тепловую инерционность.

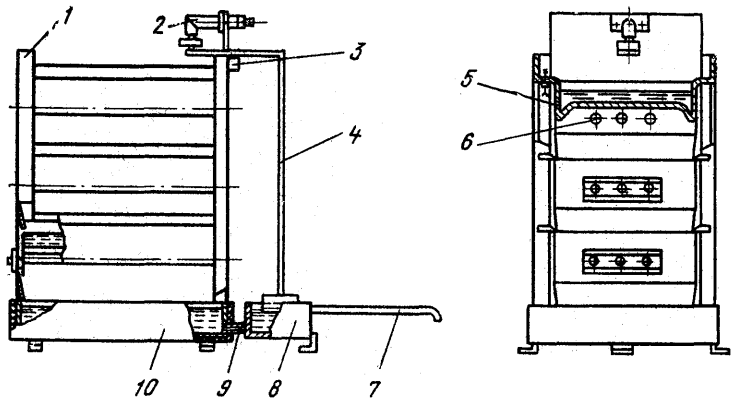


Рис. 22. Паровой терморадиационный увлажнитель воздуха:

1 — каркас; *2* — поплавковый клапан; *3* — микровыключатель; *4* — рычаг; *5* — отражатель (рефлектор); *6* — термоизлучатель (лампа инфракрасного излучения); *7* — трубка; *8* — поплавковая камера; *9* — соединительная трубка; *10* — поддон.

Отражатели изготовляют из анодированного алюминия. Коэффициент отражения этого материала в интервале длин волн, характерных для инфракрасного излучения кварцевых ламп (λ=0,8—1,5 мкм), равен 0,8.

В паровых терморадиационных увлажнителях 80—85% тепла расходуется на испарение воды, 15—20% — на сухое нагревание воздуха, которое в теплый период года является дополнительной нагрузкой на холодильную машину системы кондиционирования. В холодный период, когда необходимость в увлажнении воздуха максимальная, сухое нагревание воздуха полезно.

Паровые терморадиационные увлажнители характеризуются коэффициентом полезного действия

$$\eta_{р.у} = \frac{G_{п.у} q_{исп}}{N_{изл}},$$

где $\eta_{р.у}$ — к. п. д. терморадиационного увлажнителя;
$G_{п.у}$ — количество пара, получаемого в терморадиационном увлажнителе, кг/с;
$q_{исп}$ — количество тепла, необходимого для испарения 1 кг воды, кДж/кг;
$N_{изл}$ — суммарная мощность термоизлучателей, кВт.

Количество тепла, необходимого для испарения 1 кг воды, определяют по уравнению

$$q_{исп} = r_{100} + c_W (t_{пов} - t_{W_у}),$$

где r_{100} — скрытая теплота испарения воды при 100° С, равная 2257,3 кДж/кг;
$t_{пов}$ — температура испарения воды, равная 100° С;
$t_{W_у}$ — температура воды, поступающей в увлажнитель, °С.

Ниже приведены значения к. п. д. отдельных элементов увлажнителя.

Элемент	I	II	III
К. п. д.	0,46	0,36	0,82

Паровые терморадиационные увлажнители характеризуются также интенсивностью испарения воды $g_п$.

Ниже приведены значения интенсивности испарения воды $g_п$ в зависимости от $H_{изл}$ ($H_{изл}$ — высота расположения термоизлучателей над поверхностью воды). Данные соответствуют температуре воздуха 20° С и скорости его движения 1—3 м/с.

$g_п$, кг/(м²·с·10⁻³)	18	15	12,5	11	9,5	8,5
$H_{изл}$, мм	40	50	60	70	80	90

Преимуществом паровых увлажнителей по сравнению с камерами орошения является невозможность попадания в увлажняемый воздух находящихся в воде минеральных частиц и солей, а также бактерий и микроорганизмов. Паровые увлажнители более компактны, чем камеры орошения. В результате применения паровых увлажнителей воздуха снижаются капитальные и эксплуатационные расходы на увлажнение воздуха, сокращается на 25—30% площадь, занимаемая системой кондиционирования.

Недостатком паровых увлажнителей является повышение энтальпии увлажняемого воздуха, что не всегда желательно. Например, в камерах, предназначенных для хранения охлажденных продуктов, при температуре воздуха 0° С увлажнение его паром вызывает увеличение

нагрузки на холодильную машину в 1,72 раза, в то время как при увлажнении его тонко распыливаемой водой увеличение нагрузки не превышает 1,02.

§ 5. Устройства для осушения воздуха сорбентами

В некоторых цехах мясоперерабатывающих и молочных заводов, а также заводов медицинских препаратов (упаковочные отделения сублимированных мясных и молочных продуктов, цехи приготовления препаратов из желез, экстрактов из печени и др.) необходимо поддерживать относительную влажность воздуха не более 40%.

Процессы поглощения водяных паров из воздуха относят к сорбционным процессам. Поглощение водяных паров жидкими поглотителями (растворами хлористого лития и хлористого кальция) называют процессами абсорбции, а твердыми поглотителями (адсорбентами) — адсорбции. В установках кондиционирования воздуха для осушения преимущественно применяют адсорбенты.

Адсорбенты применяют не только для поддержания низкой влажности воздуха в помещениях, но и для осушения воздуха (влажность воздуха на выходе из осушающего устройства 60—80%) в случаях, когда изменение энтальпии воздуха не желательно.

В устройствах для осушения воздуха в качестве адсорбентов применяют силикагель и окись алюминия, характеристика которых приведена в табл. 21.

Силикагель обладает лучшими адсорбирующими свойствами, чем окись алюминия, так как его поры зани-

Таблица 21

Показатели	Силикагель	Окись алюминия
Пористость, % объема	70	59
Плотность, кг/м³	600—650	830
Поглотительная способность, % к сухой массе	25—50	18—24

мают 70% общего объема, в то время как пористость окиси алюминия 58%.

Движущей силой процесса поглощения влаги из воздуха адсорбентами является разность между парциальными давлениями водяного пара в порах адсорбента и

водяного пара в воздухе. В порах адсорбента парциальное давление водяного пара ниже парциального давления водяного пара в осушаемом воздухе, в результате чего из воздуха конденсируется водяной пар. При этом выделяется скрытая теплота фазового перехода парообразования адсорбированного водяного пара и теплота смачивания, обусловленная контактом образовавшейся влаги с поверхностью адсорбента. Выделившееся тепло поглощается самим адсорбентом и потоком проходящего через адсорбент воздуха. Поэтому при осушении воздуха адсорбентами влагосодержание его снижается, а температура повышается.

Процесс осушения воздуха адсорбентами на I—d-диаграмме изображается линией постоянной энтальпии $I_1 = \text{const}$ (I_1 — энтальпия осушаемого воздуха).

При осушении воздуха силикагелем рекомендуемая скорость движения подаваемого воздуха 0,3—0,5 м/с, толщина адсорбирующего слоя не менее 50 мм, количество силикагеля 1 кг на 0,01 м^3/с осушаемого воздуха, размер зерен силикагеля 2—3 мм.

Силикагель химически и механически стоек, не обладает токсическими свойствами, характеризуется гидрофильностью, т. е. повышенной активностью в отношении сорбции водяного пара. Предельное насыщение силикагеля зависит от состояния воздуха. Чем ниже температура воздуха, тем выше способность силикагеля поглощать водяной пар из воздуха. Обычно процесс осушения воздуха заканчивают раньше, чем наступает полное насыщение силикагеля.

Время, необходимое для регенерации силикагеля, зависит от толщины его слоя. Обычно принимают, что длительность работы адсорбера в режиме осушения воздуха равна длительности регенерации силикагеля (с учетом времени охлаждения силикагеля).

Удаление влаги из адсорбента осуществляют при его нагревании до 120° С. При этом происходит регенерация адсорбента, т. е. приведение его в первоначальное состояние.

В устройствах для осушения воздуха адсорбенты применяют как при циркуляции воздуха в результате естественной конвекции, так и при принудительной циркуляции. Наиболее распространены устройства с принудительной циркуляцией воздуха (рис. 23).

В устройстве используют два слоя адсорбента: через один пропускают воздух, осушая его, из другого в это время удаляют влагу. Переключение с режима поглощения влаги адсорбентом на режим регенерации адсорбента автоматическое.

При расчете устройств для осушения воздуха адсорбентами определяют количество влаги, отводимой от осушаемого воздуха, объем адсорбента, толщину адсорбирующего слоя и сопротивление проходу воздуха через устройство.

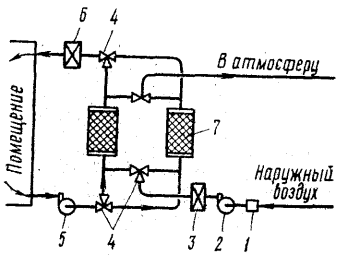


Рис. 23. Устройство для осушения воздуха адсорбентами с принудительной циркуляцией воздуха:

1 — фильтр; *2* — вентилятор для подачи воздуха на регенерацию адсорбента; *3* — подогреватель; *4* — переключающий клапан; *5* — вентилятор для подачи воздуха на осушение; *6* — устройство для охлаждения воздуха; *7* — адсорбер.

Количество влаги, отводимой от осушаемого воздуха,

$$W_{адс} = L(d_1 - d_2)\,10^{-3},$$

где $W_{адс}$ — количество влаги, отводимой от осушаемого воздуха (адсорбируемой поглощающим слоем), кг/с.

Объем адсорбента рассчитывают по формуле

$$V_{адс} = F_{адс}\delta_{адс} = \frac{L(d_1 - d_2)\tau_{адс}}{a_{адс}\varrho_{адс}\cdot 10^3\cdot 3600},$$

где $V_{адс}$ — объем адсорбента, м³;
$F_{адс}$ — площадь поперечного сечения устройства для осушения воздуха адсорбентами, м²;
$\delta_{адс}$ — толщина адсорбирующего слоя, м;
$\tau_{адс}$ — продолжительность адсорбции, ч;
$a_{адс}$ — влагоемкость адсорбента, 1 кг влаги на 1 кг адсорбента (кг/кг); для силикагеля $a_{адс} = 0{,}2 \div 0{,}8$ кг/кг;
$\varrho_{адс}$ — плотность адсорбента, кг/м³.

Площадь поперечного сечения устройства для осушения воздуха адсорбентами определяют по уравнению

$$F_{адс} = \frac{L}{\omega\varrho}.$$

По полученным значениям $V_{адс}$ и $F_{адс}$ рассчитывают толщину адсорбирующего слоя

$$\delta_{адс} = \frac{V_{адс}}{F_{адс}}.$$

Сопротивление проходу воздуха через устройство (в Па) определяют по формуле

$$H = (30 - 40)\,\sigma_{адс}\omega_{вх}^2,$$

где $\omega_{вх}$ — скорость движения воздуха на входе в адсорбер, м/с.

Глава VII

ПОВЕРХНОСТНЫЕ И ПОВЕРХНОСТНО-КОНТАКТНЫЕ ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

§ 1. Общие сведения

Наряду с устройствами контактного типа для тепловлажностной обработки в системах кондиционирования получили распространение поверхностные и поверхностно-контактные теплообменные аппараты.

В поверхностных теплообменных аппаратах теплообмен между воздухом и теплопередающей средой осуществляется через разделяющую стенку. Такие аппараты, предназначенные для охлаждения воздуха, называют воздухоохладителями, а для его нагревания — воздухонагревателями. К ним относят также воздухо-воздушные аппараты, в которых тепло от одного потока воздуха передается другому потоку воздуха через разделяющую стенку.

В поверхностно-контактных теплообменных аппаратах тепло- и влагообмен происходит одновременно через разделяющую стенку и путем непосредственного контакта воздуха с теплопередающей средой.

Если непосредственный контакт воздуха осуществляется с водой, которой орошают теплопередающую поверхность аппаратов, то последние называют орошаемыми теплообменными аппаратами.

К поверхностно-контактным аппаратам можно отнести также воздухо-воздушные аппараты, в которых тепло- и влагообмен между потоками воздуха происходит через теплопередающую насадку.

§ 2. Воздухоохладители

В воздухоохладителе воздух соприкасается с холодной поверхностью труб, в которых циркулирует вода или

холодильные агенты (аммиак, фреоны-12, 22 и др.), и охлаждается. Температура поверхности труб воздухоохладителя $t_{пов}$ может быть выше или ниже температуры точки росы $t_р^-$ охлаждаемого воздуха. Если $t_{пов} > t_р$, то воздух охлаждается при постоянном влагосодержании (сухое охлаждение). Если $t_{пов} < t_р^-$, то происходит выпадение влаги из воздуха, в результате чего он осушается. При отрицательной температуре поверхности воздухоохладителя влага выпадает в виде инея.

Аппараты, в трубах которых циркулирует холодная вода, называют воздухоохладителями водяного охлаждения. Их изготовляют в основном из стальных оцинкованных труб (ребра из оцинкованной стали).

Аппараты, в трубах которых кипит холодильный агент, называют воздухоохладителями непосредственного охлаждения. Такие воздухоохладители являются испарителями в схеме холодильной машины. В системах кондиционирования в качестве холодильного агента чаще всего применяют фреон. Фреоновые воздухоохладители изготовляют в основном из медных труб с латунными, стальными и алюминиевыми ребрами, в последнее время — из алюминиевых труб с такими же ребрами.

Воздухоохладители могут быть с оребрением и гладкотрубными. Чаще всего применяют воздухоохладители с оребрением. Оребрение предусматривают для увеличения поверхности теплообмена с внешней стороны трубы, так как коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности труб значительно ниже коэффициента теплоотдачи от воды или холодильного агента, циркулирующего в трубах.

В установках кондиционирования получили распространение воздухоохладители со спирально-навивным, пластинчатым и спирально-накатным оребрением. Схемы выполнения поверхности воздухоохладителя с оребрением указанных видов приведены на рис. 24. Наиболее распространены воздухоохладители со спирально-накатным оребрением, которые характеризуются небольшим сопротивлением проходу воздуха, отсутствием термического сопротивления в месте контакта ребра с трубой.

Во фреоновых воздухоохладителях, температура поверхности в которых выше 0° С, шаг ребер равен 2—5 мм, а при интенсивном выпадении влаги — 3—7 мм. Если

температура поверхности ниже 0° С, то шаг ребер принимают 9 мм и более.

Воздухоохладители с оребрением характеризуются коэффициентом оребрения

$$\eta_{ор} = \frac{F_{н.п}}{F_{вн}},$$

где $\eta_{ор}$ — коэффициент оребрения;

$F_{н.п}$ — полная площадь наружной поверхности теплообмена воздухоохладителя, м²;

$F_{вн}$ — площадь внутренней поверхности теплообмена воздухоохладителя, м².

Поверхностные теплообменные аппараты, применяемые в системах кондиционирования, обычно имеют коэффициент оребрения $\eta_{ор}$ = 8—20.

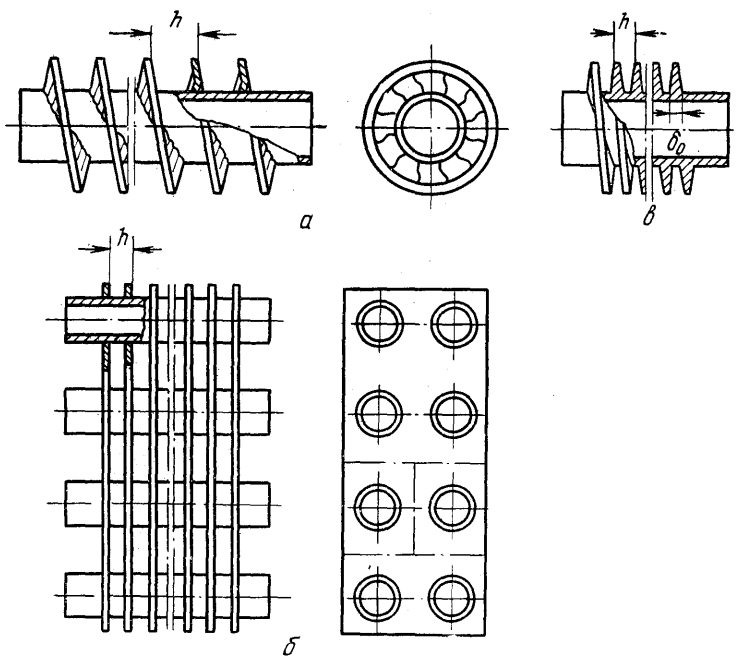


Рис. 24. Схемы выполнения поверхности воздухоохладителя с оребрением спирально-навивным (*а*), пластинчатым (*б*) и спирально-накатным (*в*).

Воздухоохладители с оребрением могут иметь до 8 рядов труб по ходу движения воздуха и быть соответственно одно-, двух-, трех-, четырехрядными и т. д.

Четырехрядный воздухоохладитель (рис. 25) состоит из оребренных труб, заключенных в металлический кожух. В нижней части кожуха расположен поддон для отвода сконденсировавшейся влаги. Поддон в воздухоохладителях предусматривают даже при работе их в режиме сухого охлаждения, так как влага из воздуха может выпадать в пусковой период (температура поверхности в пусковой период может быть ниже температуры точки росы) и при отклонениях начальных параметров воздуха и охлаждающей среды от расчетных.

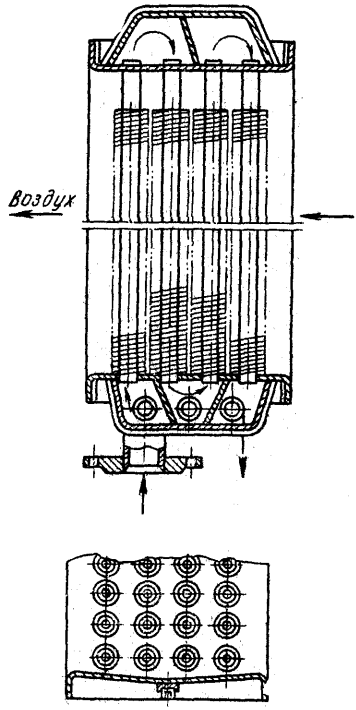


Рис. 25. Поверхностный воздухоохладитель четырехрядный.

Гладкотрубные воздухоохладители характеризуются большими габаритными размерами. Обычно их использование целесообразно при охлаждении воздуха со значительным осушением или при повышенной влажности обрабатываемого воздуха, например, в системах кондиционирования камер хранения размороженных и охлажденных неупакованных мясопродуктов.

Построение процесса сухого охлаждения воздуха показано на рис. 26, *а*. Точка *1* характеризует параметры воздуха, подаваемого в поверхностный воздухоохладитель, а точка $П_1$ — начальную температуру поверхности труб. Так как температура поверхности выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха ($t_{пов} > t_р$), процесс охлаждения характеризуется линией постоянного влагосодержания $d_1 = \text{const}$. Если точка *2* характеризует

параметры воздуха на выходе из воздухоохладителя, то разность между температурами обрабатываемого воздуха составляет $t_1 - t_2$. При этом поверхность труб нагревается, и температура ее повышается на величину $t_{пов_2} - t_{пов_1}$. Средняя температура поверхности $t_{пов} = \frac{t_{пов_1} + t_{пов_2}}{2}$ является предельной температурой охлаждения воздуха. Практически температура воздуха t_2 всегда несколько выше температуры поверхности $t_{пов}$.

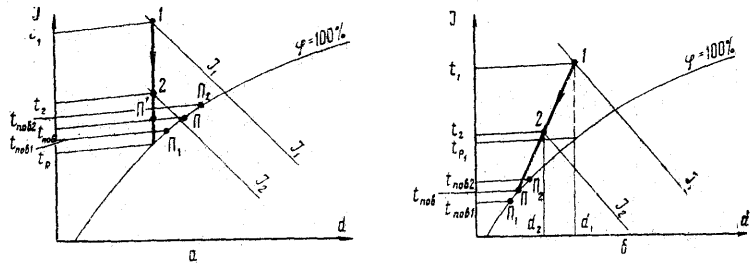


Рис. 26. Изображение на I—d-диаграмме процессов изменения состояния воздуха в поверхностном воздухоохладителе:

а — при охлаждении; *б* — при охлаждении и осушении.

Если температура охлаждающей поверхности ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха, то одновременно с охлаждением происходит осушение (линия *1—2*, рис. 26, *б*). Из воздуха влага будет выпадать даже в том случае, если температура воздуха на выходе выше температуры точки росы $t_2 > t_p$. Это вызвано тем, что воздух, циркулирующий непосредственно около поверхности труб, имеет температуру, близкую к температуре $t_{пов}$, поэтому из него при соприкосновении с охлаждающей поверхностью выпадает влага. Количество выпавшей влаги равно $d_1 - d_2$.

При расчете воздухоохладителей исходными данными являются температура и относительная влажность воздуха на входе в воздухоохладитель и выходе из него, а также его количество. На I—d-диаграмму наносят точки, соответствующие заданным параметрам воздуха, и определяют энтальпию и влагосодержание, а также температуру мокрого термометра и точки росы обрабатываемого воздуха.

По полученным значениям определяют количество тепла и влаги, отводимых от воздуха в воздухоохладителе:

при охлаждении воздуха

$$Q_я = Lc\,(t_1 - t_2)\,10^3,$$

при охлаждении и осушении воздуха:

$$Q = L\,(I_1 - I_2)\,10^3, \qquad W_{ос} = L\,(d_1 - d_2)\,10^3,$$

где $Q_я$, Q — количество явного и полного тепла, отводимого в воздухоохладителе (холодопроизводительность воздухоохладителя), Вт;

c — удельная теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);

$W_{ос}$ — количество влаги, отводимой в воздухоохладителе (осушающая способность воздухоохладителя), кг/с.

При тепловом расчете воздухоохладителей определяют площадь теплопередающей поверхности, температуру и расход воды или холодильного агента, а также сопротивление проходу воздуха.

Площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя рассчитывают по формуле:

при охлаждении воздуха

$$F_{во} = \frac{Q_я}{k_я \Delta t_{ср.л}} = \frac{Q_я}{\alpha_н k_э \Delta t_{ср.л.п}},$$

при охлаждении и осушении воздуха

$$F_{во} = \frac{Q}{k \Delta t_{ср.л}} = \frac{Q}{\alpha_н k_э \xi_у \Delta t_{ср.л.п}},$$

где $F_{во}$ — площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя, м²;

$k_я$, k — коэффициенты явной и полной теплопередачи от воздуха к воде или холодильному агенту, Вт/(м²·К);

$\Delta t_{ср.л}$ — средняя логарифмическая разность между температурами воздуха и охлаждающей среды, °С;

$\alpha_н$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной поверхности воздухоохладителя, Вт/(м²·К);

$k_э$ — коэффициент эффективности ребристой поверхности ($k_э = 0{,}6 \div 1$);

$\Delta t_{ср.л.п}$ — средняя логарифмическая разность между температурами воздуха и наружной поверхности воздухоохладителя, °С;

$\xi_у$ — коэффициент увеличения теплоотдачи к наружной поверхности воздухоохладителя вследствие влагообмена (коэффициент влаговыпадения).

Коэффициенты явной и полной теплопередачи $k_я$ и k, а также коэффициент теплоотдачи $\alpha_н$ определяют в ос-

новном с помощью эмпирических зависимостей или номограмм, разработанных для воздухоохладителей различных конструкций.

Ниже приведены эмпирические зависимости для определения $\alpha_н$, $k_я$ и k [Вт/(м²·К)] стальных оцинкованных воздухоохладителей со спирально-навивным оребрением (шаг ребер 4,4 мм).

Количество рядов труб	Эмпирические зависимости
	При охлаждении воздуха
4	$\alpha_н = 8{,}53\ (\omega\rho)^{0{,}49}\omega_W^{0{,}12}$
	$k_я = 9{,}72\ (\omega\rho)^{0{,}44}\omega_W^{0{,}18}$
8	$\alpha_н = 8{,}95\ (\omega\rho)^{0{,}65}\omega_W^{0{,}05}$
	$k_я = 9{,}76\ (\omega\rho)^{0{,}57}\omega_W^{0{,}13}$
	При охлаждении и осушении воздуха
4	$\alpha_н = 10{,}43\ (\omega\rho)^{0{,}56}\omega_W^{0{,}15}T_0^{0{,}14}$
	$k_я = 11{,}2\ (\omega\rho)^{0{,}56}\omega_W^{1{,}2}T_0^{0{,}25}$
	$k = 10{,}58\ (\omega\rho)^{0{,}29}\omega_W^{0{,}22}T_0^{0{,}6}$
8	$\alpha_н = 10{,}58\ (\omega\rho)^{0{,}61}\omega_W^{0{,}1}T_0^{0{,}24}$
	$k_я = 12{,}55\ (\omega\rho)^{0{,}54}\omega_W^{0{,}21}T_0^{0{,}29}$
	$k = 14{,}9\ (\omega\rho)^{0{,}35}\omega_W^{0{,}25}T_0^{0{,}38}$

Примечание. В приведенных зависимостях ω_W скорость движения воды в трубах воздухоохладителя, м/с; $T_0 = \frac{t1 - t_{м1}}{t1 - tw_н}$ — температурный критерий; $t_1 t_{м1}$ — температура воздуха по сухому и мокрому термометру на входе в воздухоохладитель, °С.

Приведенные зависимости справедливы для скорости движения воды в трубах воздухоохладителя $\omega_W = 0{,}385 \div 1{,}15$ м/с и температурного критерия $T_0 = 0{,}3 \div 0{,}6$. При этом массовая скорость движения воздуха составляет не более 6 кг/ (с·м²).

Коэффициент теплопередачи $k_я$ [Вт/(м²·К)] алюминиевых воздухоохладителей со спирально-накатным оребрением (шаг ребер 3 мм), работающих в режиме охлаждения воздуха, определяют по формуле

$$k_я = 20{,}2\,(\omega\rho)^{0{,}665}\,(\omega_W)^{0{,}184}. \qquad (24)$$

Применение формулы (24) рекомендуется при изменении массовой скорости движения воздуха 3,5—11 кг/ (с·м²), скорости движения воды в трубах воздухоохладителя 0,6—1,5 м/с.

Коэффициент теплопередачи гладкотрубных воздухоохладителей $k=35\div95$ Вт/(м²·К).

Среднюю логарифмическую разность между температурами воздуха и охлаждающей среды определяют по формуле

$$\Delta t_{ср.л}=\frac{\Delta t_б-\Delta t_м}{2{,}3\lg\frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}P,$$

где $\Delta t_б$, $\Delta t_м$ — наибольшая и наименьшая разность между температурами воздуха и охлаждающей среды, °С;

P — поправочный коэффициент, учитывающий перекрестное движение воздуха и охлаждающей среды; в зависимости от изменения температуры воздуха и воды принимают $P=0{,}6\div1$ (для воздухоохладителей непосредственного охлаждения $P=1$).

Разность $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ зависит от взаимного направления движения воздуха и охлаждающей среды:

при прямоточном движении

$$\Delta t_б=t_1-t_{W_н},$$

$$\Delta t_м=t_2-t_{W_к},$$

при противоточном движении

$$\Delta t_б=t_1-t_{W_к},$$

$$\Delta t_м=t_2-t_{W_н},$$

где t_1 и t_2 — температура охлаждаемого воздуха на входе в воздухоохладитель и выходе из него, °С;

$t_{W_н}$ и $t_{W_к}$ — температура охлаждающей среды на входе в воздухоохладитель и выходе из него, °С.

Рассчитывая разность между температурами $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$, температуру воды на выходе из воздухоохладителя принимают

$$t_{W_к}\leqslant t_{p_2}-(1\div3),$$

где t_{p_2} — температура точки росы воздуха на выходе из воздухоохладителя, °С.

Задавшись перепадом температур по воде $\Delta t_W=t_{W_к}-t_{W_н}$, определяют температуру воды $t_{W_н}$. Обычно принимают $\Delta t_W=2\div4$° С.

В воздухоохладителях непосредственного охлаждения температуру охлаждающей среды принимают равной тем-

пературе кипения холодильного агента ($t_а$), т. е. $t_{W_н} = t_{W_к} = t_а$.

Среднюю логарифмическую разность между температурами воздуха и наружной поверхности воздухоохладителя определяют по формуле

$$\Delta t_{ср_{л.п}} = \frac{\Delta t_{б_п} - \Delta t_{м_п}}{2{,}3 \lg \frac{\Delta t_{б_п}}{\Delta t_{м_п}}},$$

где $\Delta t_{б_п}$ и $\Delta t_{м_п}$ — наибольшая и наименьшая разность между температурами воздуха и наружной поверхности, °С.

Разность между температурами $\Delta t_{б_п}$ и $\Delta t_{м_п}$ рассчитывают по уравнениям:

$$\Delta t_{б_п} = t_1 - t_{пов},$$

$$\Delta t_{м_п} = t_2 - t_{пов}.$$

Коэффициент влаговыпадения определяют по формуле

$$\xi_у = \frac{I_1 - I_2}{c(t_1 - t_2)}.$$

После расчета площади теплопередающей поверхности воздухоохладителя, пользуясь техническими данными приложения XII, подбирают определенную модель воздухоохладителя. Затем для выбранного воздухоохладителя рассчитывают массовую скорость движения воздуха $\omega_р$ по формуле (22).

При значительном расхождении предварительно принятого и расчетного значений $\omega_р$ (более 10%) пересчитывают коэффициенты $k_я$, k и $\alpha_н$, а также площадь поверхности $F_{во}$.

Расход воды на охлаждение воздуха в воздухоохладителе определяют по уравнению

$$W = \frac{Q_я(Q)}{c_W (t_{W_к} - t_{W_н})\, 10^3}$$

Сопротивление проходу воздуха в воздухоохладителях определяют по эмпирическим зависимостям или практическим данным.

Ниже приведены зависимости для определения сопротивления проходу воздуха (в Па) через стальные

оцинкованные воздухоохладители со спирально-навивным оребрением (шаг ребер 4,4 мм).

Количество рядов труб	Эмпирические зависимости
При охлаждении воздуха	
4	$H=1{,}5\,(\omega\rho)^{2{,}02}$
8	$H=3{,}2\,(\omega\varrho)^{1{,}73}$
При охлаждении и осушении воздуха	
4	$H=2{,}5\,(\omega\rho)^{1{,}82}$
8	$H=9{,}1\,(\omega\varrho)^{1{,}37}$

Сопротивление проходу воздуха (в Па) через алюминиевые воздухоохладители со спирально-накатным оребрением (шаг ребер 3 мм) определяют по формулам:

при охлаждении воздуха

$$H = 0{,}345\,(\omega\varrho)^{1{,}7}\,z_{тр}^{1{,}6}, \qquad (25)$$

где $z_{тр}$ — количество рядов труб.

при охлаждении и осушении воздуха

$$H = 3{,}3\,(\omega\varrho)^{1{,}4}z_{тр}^{0{,}82}. \qquad (26)$$

Формула (25) справедлива при массовой скорости движения воздуха 3,5—11 кг/(с·м^2), а формула (26) — до 4,5 кг/(с·м^2). При этом скорость движения воды в трубах воздухоохладителя 0,6—1,5 м/с.

Для интенсификации тепло- и влагообмена воздухоохладители орошают водой. При относительно небольших количествах разбрызгиваемой воды (коэффициент орошения не более 1 кг/кг) в орошаемых воздухоохладителях удается значительно интенсифицировать процессы тепло- и влагообмена между воздухом и водой, что позволяет снизить металлоемкость аппаратов и сделать их более компактными. Кроме того, осуществляется очистка воздуха и наружной поверхности аппаратов от пыли, из воздуха частично удаляются неприятные запахи.

Орошаемые воздухоохладители представляют собой обычные воздухоохладители, оборудованные дополнительно орошающим устройством и сепаратором-каплеуловителем. Движение между воздухом и разбрызгиваемой водой может быть прямоточным, перекрестным и противоточным (рис. 27).

При прямоточном движении воздуха и воды орошающее устройство располагают перед воздухоохладителем, при перекрестном и противоточном движении — над ним. Под воздухоохладителем размещают поддон для сбора отработавшей воды. Из поддона вода забирается насосом и подается к форсункам. Для предотвращения уноса капель разбрызгиваемой воды за воздухоохладителем устанавливают сепаратор-каплеуловитель.

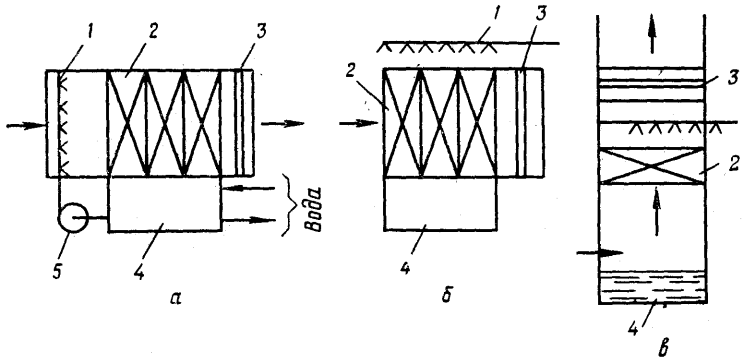


Рис. 27. Принципиальные схемы орошаемых поверхностных воздухоохладителей при прямоточном (*а*), перекрестном (*б*) и противоточном (*в*) движении воздуха и воды:

1 — орошающее устройство; *2* — воздухоохладитель; *3* — сепаратор-каплеуловитель; *4* — поддон; *5* — насос.

Для орошения воздухоохладителей применяют форсунки грубого распыления воды. Обычно диаметр выходного отверстия форсунок 5 мм, давление подаваемой к форсункам воды $1{,}5 \cdot 10^5$ Па.

Орошаемые воздухоохладители могут охлаждать и осушать или охлаждать и увлажнять воздух в зависимости от принятого режима работы (температуры воды, циркулирующей в трубах воздухоохладителя, требуемых параметров воздуха, температуры разбрызгиваемой воды).

Для предотвращения выноса капель воды скорость движения воздуха в живом сечении аппаратов не превышает 5—6 кг/(с·м^2).

Орошаемые воздухоохладители рассчитывают так же, как и воздухоохладители без орошения.

Различие между расчетами этих аппаратов заключается в определении коэффициентов теплопередачи, которые находят по следующим формулам:

при числе рядов труб $z_{тр} = 4$

$$k = 20{,}8\,(\omega\rho)^{0{,}23}\,\omega_W^{0{,}37}\,T_0^{-0{,}51},$$

при числе рядов труб $z_{тр} = 8$

$$k = 16{,}02\,(\omega\rho)^{0{,}41}\,\omega_W^{0{,}27}\,T_0^{-0{,}38}.$$

Кроме того, дополнительно рассчитывают количество разбрызгиваемой воды

$$W = B_{ор} L,$$

где $B_{ор}$ — коэффициент орошения для орошаемых теплообменных аппаратов, кг/кг; для аппаратов, работающих в режиме увлажнения $B_{ор} = 0{,}7 \div 1$ кг/кг.

Сопротивление проходу воздуха через орошаемые воздухоохладители примерно в 2 раза больше, чем сопротивление проходу воздуха в тех же воздухоохладителях без орошения. Поэтому сопротивление орошаемых воздухоохладителей определяют по формулам (25, 26), а затем полученные значения увеличивают в 2 раза.

§ 3. Воздухонагреватели

В воздухонагревателе (калорифере) воздух соприкасается с поверхностью труб и нагревается до заданной температуры (сухое нагревание). Наиболее широко распространены калориферы, в которых в качестве теплоносителя используется пар или вода. В зависимости от вида теплоносителя различают паровые и водяные калориферы. В системах кондиционирования чаще всего используют водяные калориферы.

Калориферы могут быть гладкотрубными и ребристыми. Ребристые калориферы более компактны, и поэтому их применяют значительно чаще, чем гладкотрубные. Ребристые калориферы бывают со спирально-навивным и пластинчатым оребрением. Их выполняют из стальных оцинкованных или алюминиевых труб.

Калориферы так же, как и воздухоохладители, имеют несколько рядов труб по ходу движения воздуха. Обычно

их выполняют одно-, двух-, трех- и четырехрядными. Конструктивно калориферы отличаются от воздухоохладителей только отсутствием поддонов.

В системах кондиционирования калориферы размещают непосредственно в кондиционере или в воздуховодах. Варианты размещения калориферов в системах кондиционирования приведены на рис. 28. Для нагревания только части циркулирующего воздуха калориферы оборудуют воздушными клапанами. Установка клапана в обводном канале калорифера и перед калорифером позволяет изменять соотношение между количеством воздуха, проходящим через калорифер, и количеством воздуха, проходящим через его обводной канал.

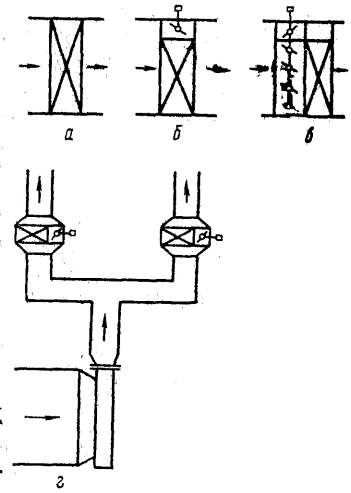


Рис. 28. Варианты размещения калориферов в системах кондиционирования:

а, б, в — в кондиционере; *г* — в воздуховодах.

Выбор варианта размещения калорифера и его воздушного клапана зависит от вида теплоносителя и способа регулирования температуры обрабатываемого воздуха. Воздушный клапан, устанавливаемый перед калорифером (сдвоенный секционный клапан), обычно применяют при использовании паровых калориферов. С помощью этого клапана регулируют температуру воздуха за калорифером, изменяя количество воздуха, контактирующего с его теплопередающей поверхностью. Для водяных калориферов воздушные клапаны, как правило, не применяют. Иногда их устанавливают в обводных каналах (обводные клапаны) для прохода части необработанного в калорифере воздуха через канал и смешения его с подогретым воздухом в целях регулирования теплопроизводительности калорифера. Клапаны в обводных каналах устанавливают также на случай использования их при наладочных работах.

Расчет калориферов осуществляют следующим образом.

1. Задаваясь массовой скоростью воздуха $\omega\rho$, определяют необходимое живое сечение калорифера для прохода воздуха

$$F_{ж.с} = \frac{L}{\omega\rho},$$

где $F_{ж.с}$ — живое сечение калорифера для прохода воздуха, м²;
L — расход воздуха, кг/с.

При этом учитывают, что массовая скорость воздуха в калориферах 3—12 кг/(с·м²).

2. Пользуясь данными приложения XIII, подбирают калорифер и рассчитывают действительную массовую скорость воздуха

$$\omega\varrho = \frac{L}{F_{ж.с}}.$$

3. По заданным температурам воздуха на входе в калорифер и выходе из него определяют количество тепла, которое необходимо для нагревания воздуха от температуры t_1 до температуры t_2,

$$Q_н = Lc\,(t_1 - t_2)\,10^3,$$

где $Q_н$ — количество тепла, подводимого к воздуху при нагревании (теплопроизводительность калорифера), Вт.

4. Задаются перепадом температур по воде и определяют ее расход

$$W = \frac{Q_н}{c_W\,(t_{W_н} - t_{W_к})\,10^3},$$

где c_W — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К);
$t_{W_н}$ и $t_{W_к}$ — температура воды на входе в калорифер и выходе из него, °С.

Выбор температуры воды на входе в калорифер зависит в основном от разности между температурами обрабатываемого воздуха. При нагревании наружного воздуха, когда разность между температурами максимальна, в качестве теплоносителя применяют перегретую воду, температура которой $t_{W_н} = 110 \div 130$° С. При этом перепад температур по воде $(\Delta t_W = t_{W_н} - t_{W_к})$ в среднем составляет 40—60° С. При нагревании смеси наружного и внутреннего воздуха или только внутреннего

воздуха, забираемого из помещения для повторного использования в системе кондиционирования, применяют воду, температура которой $t_{W_н} = 60 \div 80°$ С. При этом перепад температур по воде не превышает 30° С.

5. Определяют скорость воды в трубах калорифера

$$\omega_W = \frac{W}{\rho_W f_{тр}},$$

где ρ_W — плотность воды, кг/м³ ($\rho_W = 1000$ кг/м³);
$f_{тр}$ — живое сечение для прохода воды в трубах калорифера, м².

6. Зная $\omega\rho$ и ω_W, определяют коэффициент теплопередачи по эмпирическим уравнениям, составленным для различных моделей калориферов.

Коэффициент теплопередачи k [Вт/(м²·К)] для стальных оцинкованных калориферов со спирально-навивным оребрением (шаг ребер 4 мм, количество рядов труб по ходу воздуха 1—3) определяют по формуле

$$k = 14\,(\omega\rho)^{0,5}\,\omega_W^{0,1}.$$

Формула справедлива для скорости движения воды в трубах калорифера $\omega_W \geqslant 0{,}4$ м/с.

Коэффициент теплопередачи для алюминиевых калориферов со спирально-накатным оребрением рассчитывают по формуле (24), рекомендуемой для массовой скорости движения воздуха 3,5—11,5 кг/(с·м²) и скорости движения воды в трубах калорифера 0,2—1,0 м/с.

7. Определяют площадь теплопередающей поверхности калорифера

$$F_к = \frac{Q_н}{k_я \Delta t_{ср_д}},$$

где $F_к$ — площадь теплопередающей поверхности калорифера, м².

8. Рассчитывают сопротивление проходу воздуха в калорифере по эмпирическим зависимостям.

В общем виде уравнение для определения сопротивления проходу воздуха в калориферах записывается следующим образом:

$$H = A\,(\omega\rho)^m,$$

где H — сопротивление проходу воздуха, Па;
A, m — коэффициенты, зависящие от конструкции калорифера и количества рядов труб.

Сопротивление проходу воздуха (в Па) через стальные оцинкованные калориферы со спирально-навивным оребрением (шаг ребер 4 мм) определяют по формулам.

Количество рядов труб	Эмпирические зависимости
1	$H=1{,}6\ (\omega\rho)^{1,8}$
2	$H=2{,}2\ (\omega\rho)^{1,86}$
3	$H=3{,}12\ (\omega\rho)^{1,86}$

Сопротивление проходу воздуха через алюминиевые калориферы со спирально-накатным оребрением определяют по формуле (25).

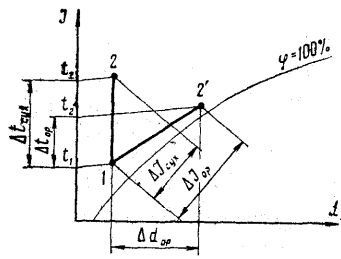


Рис. 29. Изображение на *I—d*-диаграмме процессов изменения состояния воздуха при сухом нагревании (в калорифере с неорошаемой поверхностью) и нагревании с увлажнением (в калорифере с орошаемой поверхностью).

Для последовательно установленных калориферов сопротивление проходу воздуха определяется умножением сопротивления одного калорифера на их количество.

При подборе калориферов запас площади теплопередающей поверхности принимают 15—20%, сопротивления проходу воздуха — 10%.

Построение на *I — d*-диаграмме процессов сухого нагревания и нагревания с увлажнением воздуха изображено на рис. 29. Процесс сухого нагревания воздуха в обычном калорифере характеризуется линией *1 — 2*, процесс нагревания с увлажнением воздуха в калорифере с орошаемой поверхностью — линией *1 — 2'*.

При орошении нагреваемого воздуха повышение его температуры $\Delta t_{ор}$ меньше, чем при сухом нагревании $\Delta t_{сух}$. Но при этом влагосодержание воздуха увеличивается на величину $\Delta d_{ор}$. Кроме того, увеличение энтальпии воздуха при его обработке с орошением поверхности водой составляет значительно бо́льшую величину, чем при сухом нагревании ($\Delta I_{ор} > \Delta I_{сух}$), т. е. увели-

чивается количество тепла, подводимого к воздуху без изменения поверхности нагрева калорифера. Дополнительное нагревание воздуха, а также его увлажнение являются существенным преимуществом калориферов с орошаемой поверхностью. Применение таких калориферов особенно эффективно, когда к воздуху необходимо подводить тепло и влагу. Калориферы с орошаемой поверхностью позволяют осуществить подвод к воздуху тепла и влаги в одном теплообменном аппарате.

Например, в системах кондиционирования, предназначенных для поддержания параметров воздуха в пределах зоны комфорта, обычно наружный воздух нагревают в калорифере с неорошаемой поверхностью и увлажняют в камере орошения, т. е. используют два теплообменных аппарата. При этом площадь теплообменной поверхности обычного калорифера примерно в 2 раза превышает площадь теплообменной поверхности калорифера с орошаемой поверхностью, а расход воды в камере орошения примерно в 1,5 раза больше, чем расход воды, необходимой для орошения поверхности калорифера.

В мясоперерабатывающем производстве при проведении технологических процессов (варка колбас, размораживание мяса и мясных продуктов и др.) для поддержания заданных параметров подаваемого воздуха необходимо его нагревание и увлажнение. Поэтому калориферы с орошаемой поверхностью являются наиболее эффективным оборудованием систем кондиционирования технологических аппаратов, где целесообразно осуществлять указанные процессы.

Интенсивность процессов тепло- и массообмена между обрабатываемым воздухом и калорифером с орошаемой поверхностью зависит от взаимного направления движения воздуха и воды, количества рядов труб, а также от температуры и количества разбрызгиваемой воды.

При горизонтальном расположении калорифера и противоточном движении воздуха и воды достигается бо́льшее нагревание и увлажнение воздуха, чем при том же расположении калорифера, но прямоточном движении воздуха и воды. Значения ΔI_{op} и Δd_{op} при противоточном движении примерно на 25—30% выше, чем при прямоточном движении воздуха и воды.

Независимо от направления движения воздуха и воды при увеличении количества рядов труб полезный эф-

фект от орошения поверхности калориферов уменьшается, а сопротивление проходу воздуха растет.

Зависимость между температурой разбрызгиваемой воды и изменением параметров воздуха в калорифере с орошаемой поверхностью для коэффициента орошения $B = 1$ кг/кг приведена ниже.

t_W, °С	30	35	40	45
$\Delta I_{ор}$, кДж/кг	16,5	17,5	20	25
$\Delta d_{ор}$, г/кг	7	7,8	8,8	10,1

Из приведенных данных следует, что при повышении температуры разбрызгиваемой воды увеличиваются соответственно количества тепла и влаги, подведенные к воздуху. При коэффициенте орошения $B = 2$ кг/кг значения $\Delta I_{ор}$ увеличиваются примерно на 20—25%, а значения $\Delta d_{ор}$ — на 15—20%.

Сопротивление проходу воздуха в калориферах с орошаемой поверхностью примерно на 70—100% выше, чем в калориферах с неорошаемой поверхностью.

Расчет калориферов с орошаемой поверхностью выполняют аналогично расчету калориферов с неорошаемой поверхностью.

Теплопроизводительность калорифера с орошаемой поверхностью рассчитывают по формуле

$$Q_{ор} = k_{ор} F_к \Delta t_{ор},$$

где $Q_{ор}$ — теплопроизводительность калорифера с орошаемой поверхностью, Вт;

$k_{ор}$ — коэффициент теплопередачи калорифера с орошаемой поверхностью, Вт/(м²·К);

$\Delta t_{ор}$ — среднелогарифмическая разность между температурами воздуха и воды (в трубах калорифера) для калорифера с орошаемой поверхностью, °С.

Коэффициент теплопередачи $k_{ор}$ равен

$$k_{ор} = C_к \omega_W^n \omega^m \rho B^\mu,$$

где $C_к$, n, m, μ — коэффициенты, зависящие от конструкции калорифера.

Среднелогарифмическую разность $\Delta t_{ор}$ определяют по формуле

$$\Delta t_{\text{ор}} = \frac{\frac{I_2 - I_1}{b'}}{\ln \frac{\Delta t'_{\text{ор}} + \frac{a' - I_1}{b'}}{\Delta t'_{\text{ор}} + \frac{a' - I_2}{b'}}},$$

где I_1, I_2 — энтальпий воздуха на входе в калорифер и выходе из него, кДж/кг;

a', b' — коэффициенты, зависящие от режима работы орошаемых теплообменных аппаратов и температуры воздуха на выходе из аппарата, кДж/(кг·К) и кДж/кг;

$\Delta t'_{\text{ор}}$ — среднелогарифмическая разность, учитывающая температуру воды на входе в калорифер с орошаемой поверхностью и выходе из него, °С.

Коэффициенты a' и b' входят в состав выражения, определяющего энтальпию воздуха пограничного слоя над пленкой воды в зависимости от температуры его

$$I_{\text{пл}} = a' + b' t_{\text{пл}},$$

где $I_{\text{пл}}$ — энтальпия воздуха пограничного слоя над пленкой воды, кДж/кг;

$t_{\text{пл}}$ — температура воздуха пограничного слоя над пленкой воды, °С.

Для калориферов с орошаемой поверхностью, работающих в режиме нагревания и увлажнения наружного воздуха и обработки его до температуры $t_2 = 20 \div 25$° С, величины коэффициентов при барометрическом давлении $P_б = 0{,}99 \cdot 10^5$ Па (745 мм рт. ст.) составляют: $a' = -31{,}14$; $b' = 1{,}844$.

Среднелогарифмическую разность $\Delta t'_{\text{ор}}$ рассчитывают

$$\Delta t'_{\text{ор}} = \frac{t_{W_{\text{н}}} - t_{W_{\text{к}}}}{\ln \frac{t_{W_{\text{н}}} + \frac{a' - I_1}{b'}}{t_{W_{\text{к}}} + \frac{a' - I_1}{b'}}} - \frac{a' - I_1}{b'},$$

где $t_{W\text{н}}$, $t_{W\text{к}}$ — температура воды на входе в калорифер и выходе из него, °С.

К воздухонагревателям относят также электрические калориферы, достоинством которых является отсутствие

теплоносителей, в связи с чем отпадает необходимость в специальных системах теплоснабжения калориферов.

Калориферы состоят из корпуса и трубчатых электронагревательных элементов, объединенных посекционно. Обычно калориферы имеют четыре секции. Температура нагреваемого воздуха регулируется путем последовательного включения и выключения нагревателей каждой из секций калорифера.

Электрические калориферы изготовляют в горизонтальном и вертикальном исполнениях.

К нагревательным элементам электропитание подводят через специальные сальники в корпусе и медные шины. Входная и выходная стороны калорифера имеют фланцы для присоединения воздуховодов.

При расчете электрического калорифера определяют мощность, необходимую для нагревания заданного количества воздуха,

$$N_{\text{н}} = Q_{\text{н}} = Lc\,(t_2 - t_1)\,10^3,$$

где $N_{\text{н}}$ — мощность электрического калорифера (теплопроизводительность), Вт;

t_2, t_1 — температура воздуха на выходе из калорифера и входе в него, °С.

В соответствии с расчетным значением мощности и техническими данными (приложение XIII) подбирают электрический калорифер.

Затем для выбранного калорифера по значению $F_{\text{ж.с}}$ рассчитывают скорость движения воздуха

$$\omega = \frac{L}{\rho F_{\text{ж.с}}}.$$

Зная скорость движения воздуха и его температуру на входе в калорифер, проверяют расчетные условия нагревания на предельное значение температуры поверхности нагревателей. В электрических калориферах температура поверхности нагревателей не должна превышать 150° С.

Сопротивление проходу воздуха в электрических калориферах зависит в основном от скорости движения воздуха. При изменении скорости движения воздуха от 2 до 14 м/с сопротивление его проходу составляет 2—70 Па.

§ 4. Воздухо-воздушные аппараты

Воздухо-воздушные аппараты бывают поверхностными и поверхностно-контактными.

В зависимости от формы каналов для прохода воздуха поверхностные воздухо-воздушные аппараты быва-

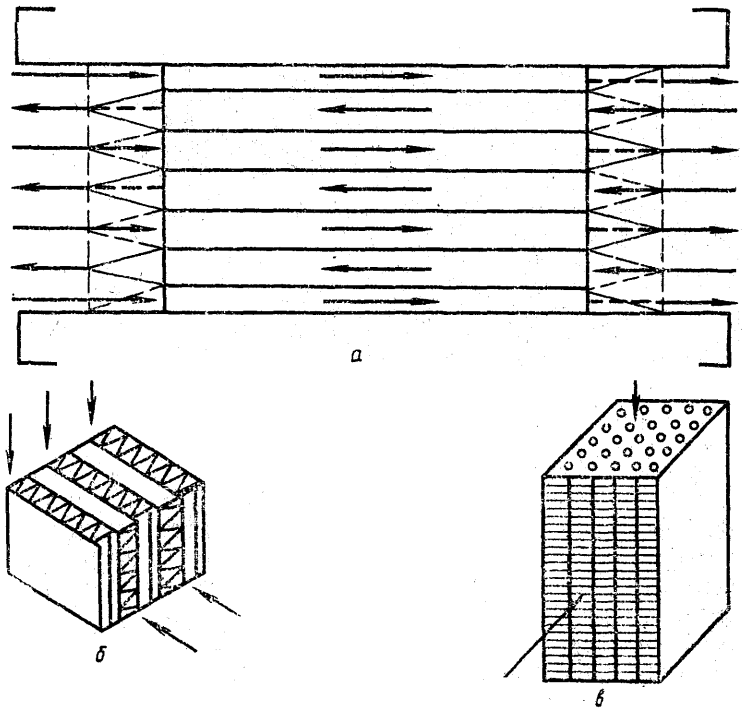


Рис. 30. Схемы поверхностных воздухо-воздушных аппаратов:

а, б — пластинчатого с гладкой и волнистой поверхностью каналов; *в* — трубчатого.

ют пластинчатые и трубчатые. Пластинчатые аппараты выполняют в форме пакета, собранного из элементов, которые образуют чередующиеся каналы для прохода воздушных потоков между разделяющими стенками аппарата. В таких аппаратах оба потока воздуха движутся по каналам, образованным пластинчатыми поверхно-

стями. В трубчатых аппаратах один из потоков воздуха движется в трубах, другой — в межтрубном пространстве.

Схемы поверхностных воздухо-воздушных аппаратов приведены на рис. 30.

В поверхностных аппаратах применяют противоточное и перекрестное движение потоков воздуха.

Теплопередающая насадка в поверхностно-контактных воздухо-воздушных аппаратах может быть неподвижной и подвижной. Аппараты с неподвижной теплопередающей насадкой выполняют с переключающи-

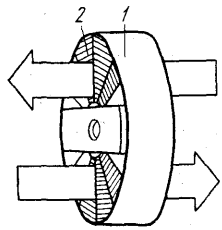


Рис. 31. Схема поверхностно - контактного воздухо-воздушного аппарата с подвижной теплопередающей насадкой:

1 — ротор; *2* — сектор, заполненный теплопередающей насадкой.

мися воздушными клапанами, с подвижной насадкой — с ротором (рис. 31). Аппарат разделен на две части для движения двух потоков воздуха. Скорость вращения ротора не превышает 10 мин$^{-1}$. Ротор аппарата состоит из нескольких секторов, заполненных теплопередающей насадкой, которую изготовляют из различных материалов, образующих ячеистую, щелевую или сетчатую структуру. Наиболее часто в качестве теплопередающей насадки применяют чередующиеся между собой гладкие и гофрированные листы (пластины) толщиной 0,1—0,25 мм.

В качестве негигроскопической насадки используют алюминиевую фольгу, металлические и полиэтиленовые стружки и сетки, стекловолокно, полимерные пленки, бумагу, пропитанную водостойкими покрытиями, асбестовый картон и т. п., а насадки из гигроскопических материалов — бумажный и асбестовый картон, пористые мипластовые пластины, тканые и волокнистые материалы, пропитанные раствором хлористого лития или другими влагопоглощающими составами. При этом поток воздуха, проходящий через верхнюю часть ротора, со-

прикасается с теплопередающей насадкой и отдает ей тепло. При вращении ротора теплопередающая насадка, аккумулирующая тепло в верхней части, передает его в нижней части ротора другому потоку воздуха, нагревая последний до заданной температуры. Потоки воздуха движутся в противоположном направлении. Между корпусом и ротором предусмотрено уплотнение, препятствующее перетеканию сред различной температуры из одной части теплообменного аппарата в другую.

Большинство производственных помещений мясной и молочной промышленности (термические отделения мясоперерабатывающих заводов, отделения производства ливерных колбас и варки окороков, консервные цехи, аппаратные отделения молочных заводов и другие помещения) характеризуются избыточным поступлением тепла в воздух помещений, которое удаляется в атмосферу системами вытяжной вентиляции вместе с отработавшим воздухом. С целью экономии энергии в системах кондиционирования этих производственных помещений целесообразно применение воздухо-воздушных теплообменных аппаратов.

Воздухо-воздушные аппараты характеризуются коэффициентом эффективности:

при теплообмене

$$E_{в.в} = \frac{L_{х.с}\,(t_{н_2} - t_{н_1})}{L_{min}\,(t_{О_2} - t_{н_1})} = \frac{L_{т.с}\,(t_{О_1} - t_{О_2})}{L_{min}\,(t_{О_1} - t_{н_1})}, \qquad (27)$$

при совместном тепло- и влагообмене

$$E_{в.в} = \frac{L_{х.с}\,(I_{н_2} - I_{н_1})}{L_{min}\,(I_{О_1} - I_{н_1})} = \frac{L_{т.с}\,(I_{О_1} - I_{О_2})}{L_{min}\,(I_{О_1} - I_{н_1})}, \qquad (28)$$

где $E_{в.в}$ — коэффициент эффективности воздухо-воздушных аппаратов;

$L_{х.с}$, $L_{т.с}$ — количество нагреваемого (на холодной стороне аппарата) и охлаждаемого воздуха (на теплой стороне аппарата), кг/с;

$t_{н_2}$, $t_{н_1}$ — температура нагреваемого воздуха на выходе из аппарата и входе в него, °С;

L_{min} — наименьшее количество воздуха (из величин L х.с и L т.с), кг/с;

$t_{О_1}$, $t_{О_2}$ — температура охлаждаемого воздуха на входе в аппарат и выходе из него, °С;

$I_{н_2}$, $I_{н_1}$ — энтальпия нагреваемого воздуха на выходе из аппарата и входе в него, кДж/кг;

$I_{О_1}$, $I_{О_2}$ — энтальпия охлаждаемого воздуха на входе в аппарат и выходе из него, кДж/кг.

Коэффициент эффективности $E_{в.в}$ зависит от конструкции аппарата, количества обрабатываемого воздуха и его скорости движения, а также от взаимного направления потоков воздуха. Обычно коэффициент эффективности $E_{в.в} = 0{,}6 \div 0{,}9$.

При расчете воздухо-воздушных аппаратов определяют теплопередающую поверхность, размеры аппарата, а также сопротивление проходу воздуха. Исходными данными для расчета являются параметры нагреваемого воздуха на входе в аппарат и выходе из него, пара-

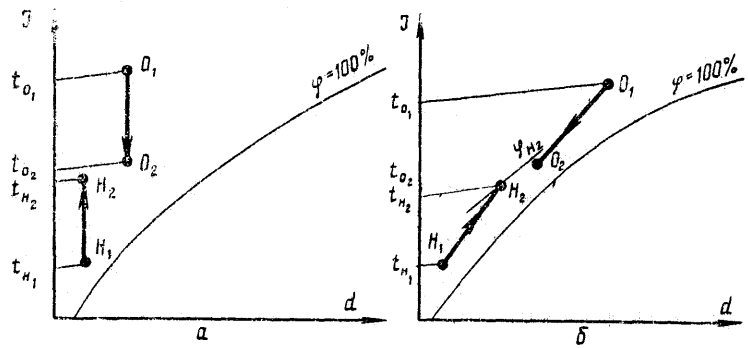


Рис. 32. Изображение на I—d-диаграмме процессов изменения состояния воздуха в воздухо-воздушном аппарате с подвижной теплопередающей насадкой:

а — при постоянном влагосодержании; *б* — с изменением влагосодержания.

метры охлаждаемого воздуха на входе в аппарат, а также количество нагреваемого и охлаждаемого воздуха.

По номограммам, построенным для соответствующих конструкций аппаратов, определяют коэффициент эффективности $E_{в.в}$. На основании известного значения $E_{в.в}$ и формул (27, 28) рассчитывают температуру или энтальпию охлаждаемого воздуха на выходе из аппарата.

Затем строят процессы изменения состояния воздуха на $I-d$-диаграмме. Построение процессов изменения состояния воздуха при его обработке в поверхностно-контактных аппаратах с подвижной теплопередающей насадкой приведено на рис. 32. Сначала по заданным параметрам воздуха ($t_{н_1}$ и $d_{н_1}$, t_{o_1} и d_{o_1}) наносят

точки H_1 и O_1, характеризующие состояние нагреваемого и охлаждаемого воздуха на входе в аппарат. При построении процесса изменения состояния воздуха в режиме сухого охлаждения и нагревания (рис. 32, *а*) проводят линии постоянного влагосодержания $d_{H_1} = \text{const}$ и $d_{O_1} = \text{const}$, изотермы $t_{H_2} = \text{const}$ и $t_{O2} = \text{const}$ и находят точки пересечения указанных изотерм с линиями $d_{H_1} = \text{const}$ и $d_{O_1} = \text{const}$. Линии $H_1 — H_2$ и $O_1 — O_2$ представляют собой линии, характеризующие процессы сухого нагревания и охлаждения воздуха на холодной и теплой стороне аппарата.

При совместном тепло- и влагообмене (рис. 32, *б*) охлаждение воздуха на теплой стороне аппарата сопровождается выделением влаги из него. В этом случае на холодной стороне аппарата испаряется то количество влаги, которое сконденсировалось на теплой стороне. Построение процессов начинают с нанесения точек H_1, H_2 и O_1. Затем проводят линию $H_1 — H_2$, характеризующую нагревание и увлажнение воздуха на холодной стороне аппарата. Если пренебречь потерями тепла в аппарате, то линия процесса охлаждения воздуха на теплой стороне аппарата должна быть параллельна линии нагревания на холодной стороне аппарата. Поэтому для построения линии, характеризующей изменение состояния воздуха на теплой стороне аппарата, через точку O_1 проводят линию, параллельную $H_1 — H_2$. Точка O_2, соответствующая параметрам охлаждаемого воздуха на выходе из аппарата, находится на пересечении проведенной линии с изоэнтальпией I_{O_2}.

Обработка воздуха в поверхностных воздухо-воздушных аппаратах в случае сухого охлаждения и нагревания его аналогична обработке в аппаратах с подвижной насадкой. Если температура поверхности аппарата на теплой стороне ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха, то при охлаждении воздуха из него выпадает влага. При этом на холодной стороне аппарата происходит сухое нагревание воздуха. Недостатком таких аппаратов является необходимость удаления сконденсировавшейся влаги из аппарата.

Количество тепла и влаги, подведенных к нагреваемому воздуху и отведенных от охлаждаемого воздуха, в воздухо-воздушных аппаратах определяют по следующим формулам:

при теплообмене

$$Q_{я_{х.с}} = L_{х.с} c (t_{н_2} - t_{н_1}) 10^3,$$

$$Q_{я_{т.с}} = L_{т.с} c (t_{о_1} - t_{о_2}) 10^3,$$

при совместном тепло- и влагообмене

$$Q_{х.с} = L_{х.с} (I_{н_2} - I_{н_1}) 10^3,$$

$$W_{х.с} = L_{х.с} (d_{н_2} - d_{н_1}) 10^{-3}*,$$

$$Q_{т.с} = L_{т.с} (I_{о_1} - I_{о_2}) 10^3,$$

$$W_{т.с} = L_{т.с} (d_{о_1} - d_{о_2}) 10^{-3},$$

где $Q_{я_{х.с}}$, $Q_{я_{т.с}}$ — количество явного тепла, подводимого к нагреваемому воздуху и отводимого от охлаждаемого воздуха, Вт;

$Q_{х.с}$, $Q_{т.с}$ — количество полного тепла, подводимого к нагреваемому воздуху и отводимого от охлаждаемого воздуха, Вт;

$W_{х.с}$, $W_{т.с}$ — количество влаги, подводимой к нагреваемому воздуху и отводимой от охлаждаемого воздуха, кг/с;

$d_{н_1}$, $d_{н_2}$ — влагосодержание нагреваемого воздуха на входе в аппарат и выходе из него, г/кг;

$d_{о_1}$, $d_{о_2}$ — влагосодержание охлаждаемого воздуха на входе в аппарат и выходе из него, г/кг.

Количество явного и полного тепла рассчитывают по уравнениям:

при теплообмене

$$Q_{я_{х.с}} = \alpha_{х.с} F_{х.с} \Delta t_{х.с}, \quad (29)$$

$$Q_{я_{т.с}} = \alpha_{т.с} F_{т.с} \Delta t_{т.с}, \quad (30)$$

при совместном тепло- и влагообмене

$$Q_{х.с} = \alpha_{х.с} \xi_{х.с} F_{х.с} \Delta t_{х.с}, \quad (31)$$

$$Q_{х.с} = \alpha_{т.с} \xi_{т.с} F_{т.с} \Delta t_{т.с}, \quad (32)$$

где $\alpha_{х.с}$, $\alpha_{т.с}$ — коэффициенты теплоотдачи на холодной и теплой стороне аппарата, Вт/(м²·К);

$F_{х.с}$, $F_{т.с}$ — площадь теплопередающей поверхности холодной и теплой стороны аппарата, м²;

$\Delta t_{х.с}$, $\Delta t_{т.с}$ — средняя разность между температурами на холодной и теплой сторонах аппарата;

$\xi_{х.с}$, $\xi_{т.с}$ — коэффициенты влаговыпадения на холодной и теплой стороне аппарата (для поверхностных воздухо-воздушных аппаратов $\xi_{х.с} = 1$).

---

* Формула применима только для поверхностно-контактных аппаратов; в поверхностных аппаратах $d_{н_2} = d_{н_1}$ и, следовательно, $W_{х.с} = 0$.

Из формул (29—32) определяют площадь теплопередающей поверхности на холодной и теплой сторонах аппарата. При этом учитывают, что практически $\alpha_{х.с} \approx \approx \alpha_{т.с}$. Поэтому в расчетах принимают $\alpha_{х.с} \approx \alpha_{т.с} = \alpha$. Для определения α предварительно рассчитывают критерий Нуссельта или Стантона, используя зависимости вида

$$Nu = A_1 (Re)^{n_1} (Pr)^{m_1}$$

или

$$St = A_2 (Re)^{n_2} (Pr)^{m_2},$$

где Nu, Re, Pr, St — критерии Нуссельта, Рейнольдса, Прандтля и Стантона;

A, n, m — эмпирические коэффициенты, зависящие от конструкции аппарата.

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega d_э}{\nu},$$

где $d_э$ — эквивалентный диаметр, м;

υ — кинематическая вязкость воздуха, м²/с.

Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

где a — температуропроводность воздуха, м²/с.

Для пластинчатых аппаратов с гладкой поверхностью зависимость $St\ Pr^{2/3}$ от критерия Re приведена на рис. 33, а зависимость критерия Нуссельта выражена уравнением

$$Nu = 0{,}018\ Re^{0,8}.$$

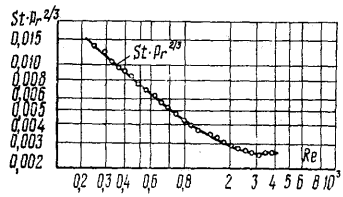


Рис. 33. Зависимость $St\ Pr^{2/3}$ от критерия Рейнольдса для воздухо-воздушных пластинчатых аппаратов с гладкой поверхностью каналов.

По рассчитанным значениям критериев Нуссельта или Стантона определяют коэффициент теплоотдачи, α, используя следующие уравнения:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha d_э}{\lambda},$$

$$\mathrm{St} = \frac{\alpha}{\omega\, \rho c}.$$

Откуда

$$\alpha = \frac{\mathrm{Nu}\,\lambda}{d_э}$$

или

$$\alpha = \mathrm{St}\,\omega\rho c.$$

Среднюю логарифмическую разность между температурами воздуха и теплопередающей поверхности принимают

$$\Delta t_{х.с} \approx \Delta t_{т.с} \approx \frac{\Delta t_{ср0}}{2},$$

где $\Delta t_{ср_0}$ — общая средняя логарифмическая разность между температурами, °С.

$$\Delta t_{ср_0} = \frac{(t_{о_1} - t_{н_2}) - (t_{о_2} - t_{н_1})}{2{,}3 \lg \dfrac{t_{о_1} - t_{н_2}}{t_{о_2} - t_{о_1}}}.$$

Коэффициент влаговыпадения равен

$$\xi_{х.с} = \frac{I_{н_2} - I_{н_1}}{c\,(t_{н_2} - t_{н_1})},$$

$$\xi_{т.с} = \frac{I_{О_1} - I_{О_2}}{c\,(t_{О_1} - t_{О_2})}.$$

По вычисленным значениям площади теплопередающей поверхности на теплой и холодной сторонах определяют суммарную площадь теплопередающей поверхности аппарата

$$F_с = F_{х.с} + F_{т.с},$$

где $F_с$ — суммарная площадь теплопередающей поверхности аппарата, м^2.

При расчете суммарной площади теплопередающей поверхности аппаратов с подвижной насадкой учитывают, что поверхность насадки омывается воздухом с обеих сторон. Поэтому определяют площадь двусторонней поверхности листов, образующих насадку ротора.

Объем, занимаемый теплопередающей насадкой, определяют по уравнению

$$V_н = \frac{2F_c'}{\psi},$$

где $V_н$ — объем, занимаемый теплопередающей насадкой, м³;
F_c' — суммарная теплопередающая поверхность насадки, м²;
ψ — отношение площади двусторонней поверхности насадки к объему, занимаемому насадкой, м²/м³ (ψ=800÷÷3000 м²/м³).

Глубину ротора по ходу воздуха определяют из соотношения

$$l_р = \frac{V_н}{f'},$$

где $l_р$ — глубина ротора, м;
f' — площадь поперечного сечения аппарата с учетом площади, занимаемой уплотнением и валом ротора, м²;

$$f' = f_{ж.с} + f_у + f_в,$$

$f_{ж.с}$, $f_у$, $f_в$ — площадь поперечного сечения аппарата, занимаемая насадкой, уплотнением, валом ротора, м².

Площадь поперечного сечения, занимаемую насадкой, определяют

$$f_{ж.с} = f_{х.с} + f_{т.с},$$

где $f_{х.с}$, $f_{т.с}$ — площадь поперечного сечения, занимаемая насадкой на холодной и теплой сторонах аппарата, м².

Значения $f_{х.с}$ и $f_{т.с}$ можно определить из уравнений:

$$f_{х.с} = \frac{L_{х.с}}{(\omega\rho)_{х.с}},$$

$$f_{т.с} = \frac{L_{т.с}}{(\omega\rho)_{т.с}},$$

где $(\omega\rho)_{х.с}$ и $(\omega\rho)_{т.с}$ — массовая скорость движения охлаждаемого и нагреваемого воздуха, кг/(с·м²).

Значения $(\omega\rho)_{х.с}$ и $(\omega\rho)_{т.с}$ следует принимать 2—5 кг/(с·м²).

Диаметр ротора находят по выражению

$$D_р = \sqrt{\frac{f'}{\frac{\pi}{4}}},$$

где $D_р$ — диаметр ротора, м.

Сопротивление проходу воздуха через воздухо-воздушные аппараты определяют по формуле

$$H = \xi \frac{(\omega\rho)^2 l}{2d_э\rho},$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления;
l — глубина аппарата по ходу воздуха, м (для аппаратов с вращающейся насадкой $l=l_р$).

В поверхностно-контактных аппаратах сопротивление проходу воздуха в среднем изменяется от 40 до 300 Па и зависит в основном от вида теплопередающей насадки и массовой скорости движения воздуха. Сопротивление проходу воздуха в поверхностных аппаратах находится в пределах 100—400 Па.

Достоинствами аппаратов с подвижной насадкой по сравнению с поверхностными аппаратами являются компактность; возможность использования в качестве насадки теплопередающих элементов с малым эквивалентным диаметром ($d_э = 0{,}3 \div 3$ мм), что способствует увеличению коэффициента теплоотдачи; простота изготовления теплопередающей поверхности; незначительная масса; постоянное значение сопротивления проходу воздуха при сухом теплообмене и теплообмене с выделением влаги вследствие испарения ее с поверхности насадки при контакте с нагреваемым воздухом; возможность осуществления процессов тепло- и влагообмена на холодной стороне аппарата, что способствует увеличению передаваемого количества тепла и создает возможность регулирования влагосодержания нагреваемого воздуха.

Основным недостатком таких аппаратов является наличие движущихся частей и взаимного перетекания потоков воздуха через неплотности корпуса при вращении ротора, что не всегда допустимо, особенно при повышенных требованиях к чистоте обрабатываемого воздуха. В зависимости от конструкции аппаратов, количества и давления воздуха, а также скорости его движения вза-

имное перетекание потоков воздуха может достигать 5% и более от количества циркулирующего воздуха. Для уменьшения подмешивания одного потока воздуха к другому уплотняют ротор по периметру, устанавливают вытяжные и приточные вентиляторы непосредственно около аппарата, а также продувочные шлюзовые устройства. При этом взаимное перетекание потоков воздуха можно сократить до 0,07% от количества циркулирующего воздуха.

Глава VIII

СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОЗДУХА

§ 1. Системы распределения воздуха при технологическом кондиционировании

При технологическом кондиционировании применяют бесканальные и канальные системы распределения воздуха, предназначенные для подачи воздуха в помещение, распределения его в рабочей зоне и отвода из помещения.

Бесканальные системы распределения воздуха. В бесканальных системах отсутствуют воздухораспределительные каналы. Распределение воздуха осуществляется воздухораспределителем, установленным в конце приточ-

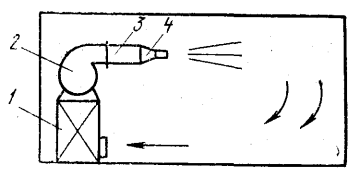


Рис. 34. Схема бесканальной системы распределения воздуха с помощью сопл:

1 — воздухообрабатывающий агрегат; *2* — вентилятор; *3* — приточный воздуховод; *4* — сопло.

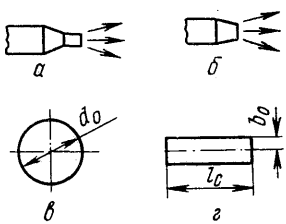


Рис. 35. Схемы сопл:

а — круглого цилиндрического; *б* — круглого конического; *в* — плоского с круглым отверстием; *г* — плоского с прямоугольным отверстием; d_0 — диаметр выходного отверстия сопла: b_0 — половина высоты плоского сопла с прямоугольным отверстием; l_c — ширина плоского сопла с прямоугольным отверстием.

ного воздуховода (сосредоточенная подача). В этих системах воздухораспределителями являются сопла, диски, направляющие лопатки и другие устройства, позволяющие в рабочей зоне создать заданное направление воздушного потока с определенной скоростью его движения.

Схема бесканальной системы распределения воздуха через сопла приведена на рис. 34. Воздухообрабатывающий агрегат (кондиционер или воздухоохладитель) расположен непосредственно в кондиционируемом помещении. Из рабочей зоны отработавший воздух через жа-

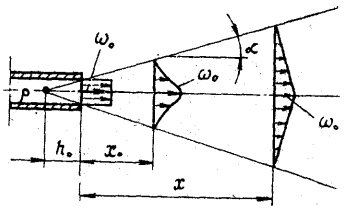


Рис. 36. Схема свободной воздушной струи, вытекающей из сопла:

P — полюс струи; h_0 — расстояние от полюса струи до кромок сопла; x_0 — длина начального участка струи; x — расстояние от сопла до заданного сечения основного участка струи; ω_0 — скорость приточного воздуха (на выходе из сопла); ω_x — скорость воздуха в заданном сечении; α — угол расширения струи.

люзийную решетку или окно поступает в воздухообрабатывающий агрегат, где его подвергают необходимой тепловлажностной обработке. Затем воздух подают в приточный воздуховод, на конце которого установлено сопло. Сопла могут быть различной конструкции: круглые сопла цилиндрической и конической формы, а также плоские сопла с круглым и прямоугольным отверстием (рис. 35).

Принимают, что струя, вытекающая из сопла, является свободной воздушной струей (т. е. струей, поступающей в неограниченное воздушное пространство). Схема свободной воздушной струи приведена на рис. 36. При выходе из отверстия струя расширяется вследствие вовлечения в нее воздуха, находящегося в помещении. Полюс P струи находится на расстоянии h_0 от кромок выходного отверстия. Прямые линии, выходящие из полюса P, являются внешней границей струи. Направление прямых определяется углом расширения струи α. В струе различают начальный и основной участки. В начальном участке X_0 скорость движения воздуха по оси струи остается неизменной и равной скорости ω_0 при-

точного воздуха. За ним начинается основной участок, на котором скорость движения воздуха (во всех точках сечения струи) уменьшается. Характер изменения скорости движения ω_x в поперечном сечении струи, отстоящем на расстоянии x от сопла, показан на рис. 36.

Системы рассчитывают на основании уравнения расхода воздуха:

для круглых цилиндрических и конических сопл, а также плоских сопл с круглым отверстием

$$V = \frac{L}{\rho} = \frac{\pi d_0^2}{4} n w_0, \tag{33}$$

для плоских сопл с прямоугольным отверстием

$$V = \frac{L}{\rho} = 2 b_0 l_c n \omega_0, \tag{34}$$

где V — объемное количество приточного воздуха, м³/с;
d_0 — диаметр выходного отверстия сопла, м;
n — количество сопл;
ω_0 — скорость движения приточного воздуха, м/с;
b_0 — половина высоты сопла, м;
l_c — ширина сопла, м.

Обычно для помещений хранения продуктов скорость движения приточного воздуха ω_0 равна 10—15 м/с, диаметр сопл d_0 — 100—300 мм. Предварительно задаваясь значением ω_0, а также размерами сопл (d_0 или b_0 и l_c), определяют количество сопл.

Среднюю скорость движения и температуру воздуха на расстоянии x от сопла до рассчитываемого сечения определяют по выражениям:

для круглых сопл

$$\frac{\omega_x}{\omega_0} = \frac{0{,}48}{\frac{a_T x}{d_0} + 0{,}145}, \tag{35}$$

$$\frac{t_в - t_x}{t_в - t_н} = \frac{0{,}226}{\frac{a_T x}{d_0} + 0{,}145}, \tag{36}$$

для плоских сопл

$$\frac{\omega_x}{\omega_0} = \frac{1{,}2}{\sqrt{\frac{a_T x}{b_0} + 0{,}41}}, \tag{37}$$

$$\frac{t_в - t_x}{t_в - t_п} = \frac{0{,}82}{\sqrt{\frac{a_т x}{b_0} + 0{,}41}}, \qquad (38)$$

где ω_x — средняя скорость движения воздуха на расстоянии x, м/с;
$a_т$ — коэффициент, учитывающий турбулентность струи (для круглых конических сопл $a_т = 0{,}066 \div 0{,}071$, для круглых цилиндрических $a_т = 0{,}076$, для плоских $a_т = 0{,}09 \div 0{,}12$).

Если задана скорость движения воздуха ω_x, то из отношений (35) и (37) определяют скорость движения приточного воздуха. Для помещений, в которых хранят упакованные продукты, $\omega_x = 0{,}3 \div 0{,}5$ м/с.

В действительности развитие воздушных струй в помещениях стеснено ограждающими конструкциями, а также продуктами, находящимися в них. Воздушная струя, выходящая из круглых сопл, расширяется до тех пор, пока не займет 40—42% площади поперечного сечения помещения $F_{пом}$. На расстоянии $\bar{x} = 0{,}2 \div 0{,}22$ $\left(\bar{x} = \frac{a_т x}{\sqrt{F_{пом}}}\right)$ струя максимально расширяется. Затем струя угасает, а в нижней зоне помещения возникает движение воздуха, направленное в противоположную сторону (обратный поток воздуха). Зависимость между расстоянием x и скоростью движения обратного потока для круглых сопл изображена на рис. 37. Зная площадь поперечного сечения помещения $F_{пом}$, скорость движения приточного воздуха ω_0 и диаметр сопла d_0, определяют скорость движения воздуха $\omega_{обр}$ на расстоянии x. Необходимо, чтобы $\omega_{обр} \approx \omega_в$ ($\omega_в$ — скорость движения внутреннего воздуха, заданная технологическими условиями). Если $\omega_{обр}$ не соответствует $\omega_в$, то пересчитывают среднюю скорость движения воздуха и температуру на расстоянии x от сопла до сечения, изменив значение диаметра сопла или скорости движения приточного воздуха.

Струи, вытекающие из плоских сопл, на расстоянии, равном десяти эквивалентным диаметрам сопла ($d_{эс} = 1{,}13\sqrt{2b_0 l_c}$), приобретают почти круглую форму.

В бесканальных системах применяют также воздухораспределители с направляющими лопатками (эжекционные воздухораспределители). Направляющие лопатки располагают под определенным углом друг к другу, что

способствует закручиванию струи, в результате чего увеличивается зона действия струи в помещении.

Схема расположения эжекционных воздухораспределителей в помещении, а также зона действия струи, создаваемой ими, приведена на рис. 38.

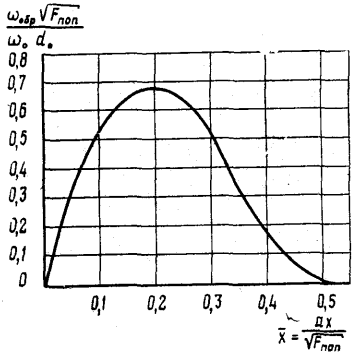


Рис. 37. График изменения безразмерной скорости обратного потока стесненной воздушной струи.

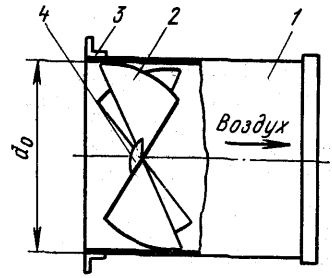


Рис. 39. Схема эжекционного воздухораспределителя конструкции института «Проектпромвентиляция»:

1 — патрубок; *2* — лопатки; *3* — присоединительный фланец; *4* — колпачок.

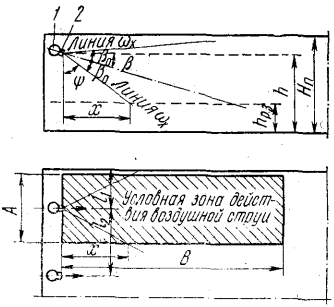


Рис. 38. Схема бесканальной системы распределения воздуха с помощью эжекционных воздухораспределителей:

линия ω_x — условная линия границы воздушной струи; β_0 — угол между геометрической осью воздухораспределителя и условной линией границы воздушной струи; β — угол наклона геометрической оси воздухораспределителя к горизонтальной плоскости; φ — угол между условной линией границы воздушной струи и вертикалью; $h_{р.з}$ — высота расположения воздухораспределителя над верхним уровнем рабочей зоны; h — высота расположения воздухораспределителя над полом помещения; $H_п$ — высота помещения; l_1 — расстояние от оси воздухораспределителя до ограждающей конструкции; l_2 — расстояние между осями воздухораспределителей; A, B — размеры условной зоны действия воздушной струи и перпендикулярно к ней; *1* — приточный воздуховод; *2* — воздухораспределитель.

К приточному воздуховоду воздухораспределители присоединяют с помощью специальных патрубков (рис. 39) и устанавливают на воздуховоде с одной или

с двух сторон. Диаметр воздухораспределителя $d_0 = \doteq 800 \div 1600$ мм.

При расчете воздухораспределителей учитывают следующие зависимости:

$$\frac{\omega_{x_м}}{\omega_0} = 1{,}26\left(\frac{x}{\sqrt{F_0}}\right)^{-0{,}77}, \tag{39}$$

$$\frac{t_в - t_x}{t_в - t_н} = \left(\frac{x}{\sqrt{F_0}}\right)^{-0{,}815}, \tag{40}$$

где $\omega_{x_м}$ — максимальная скорость движения воздуха на расстоянии x, м/с;

F_0 — площадь поперечного сечения воздухораспределителя, м².

Скорость движения приточного воздуха ω_0 принимают 6—12 м/с.

Расчет воздухораспределителей проводят в следующей последовательности.

1. Предварительно принимают количество воздухораспределителей, учитывая планировку помещения и размеры рабочей зоны.

2. Задаются скоростью движения приточного воздуха и по формуле (33) определяют диаметр воздухораспределителя.

3. По известному значению $\omega_в$, рекомендуемому технологическими условиями, определяют максимальную скорость движения воздуха на расстоянии x

$$\omega_{x_м} = 2\omega_в.$$

4. По формуле (39) рассчитывают расстояние x, на котором можно получить заданную скорость движения $\omega_в$,

$$x = \sqrt[0{,}77]{\frac{1{,}26\omega_0}{\omega_{x_м}}}\sqrt{F_0}.$$

5. Определяют размеры условной зоны действия воздушной струи, на границе которой скорость движения воздуха равна 0,2 м/с:

по ширине помещения

$$A = x,$$

по длине помещения

$$B = 3{,}3x,$$

где A и B — размеры условной зоны действия воздушной струи соответственно вдоль оси струи и перпендикулярно к ней, м.

6. Находят расстояние от оси воздухораспределителя до ограждающей конструкции и между осями воздухораспределителей:

$$0{,}5x > l_1 \geqslant 0{,}2x,$$

$$x > l_2 \geqslant 0{,}3x,$$

где l_1, l_0 — расстояние соответственно от оси воздухораспределителя до ограждающей конструкции, а также между осями воздухораспределителей, м.

7. Определяют площадь рабочей зоны, приходящейся на один воздухораспределитель,

$$F_{\text{р.з}_1} = AB,$$

где $F_{\text{р.з}_1}$ — площадь рабочей зоны, приходящейся на один воздухораспределитель, м^2.

8. Определяют необходимое количество воздухораспределителей

$$n = \frac{F_{\text{р.з}}}{F_{\text{р.з}_1}}, \tag{41}$$

где $F_{\text{р.з}}$ — площадь рабочей зоны, м^2.

Полученное количество n сравнивают с предварительно принятым. При расхождении расчетного и предварительно принятого n задаются другим значением диаметра воздухораспределителя или скорости движения приточного воздуха и пересчитывают x, A, B и $F_{\text{р.з}_1}$.

9. Рассчитывают угол наклона геометрической оси воздухораспределителя к плоскости пола (горизонтальной плоскости)

$$\beta = 90 - (\psi + \beta_0),$$

где β — угол наклона геометрической оси воздухораспределителя к горизонтальной плоскости, град;

ψ — угол между условной линией границы воздушной струи и вертикалью, град;

β_0 — угол между геометрической осью воздухораспределителя и условной линией границы воздушной струи, град ($\beta_0 = 8$ град).

Учитывая значение β_0, находят, что

$$\beta = 82 - \psi.$$

Из рис. 38 следует, что

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{x}{h - h_{\text{р.з}}},$$

где h—$h_{р.з}$ — высота расположения воздухораспределителя над верхним уровнем рабочей зоны, м.

Если расчетное значение $\beta < 5$ град, то воздухораспределитель следует устанавливать горизонтально.

10. Из формулы (40) определяют температуру воздуха t_x

$$t_x = t_в - \frac{t_в - t_п}{\left(\frac{x}{F_0}\right)^{0,815}}$$

и сравнивают с заданным значением температуры $t_в$ внутреннего воздуха. Разность между температурами должна удовлетворять условию

$$\Delta t_x = t_в - t_x = \frac{t_в - t_п}{\left(\frac{x}{F_0}\right)^{0,815}} \leqslant \Delta t_в,$$

где $\Delta t_в$ — изменение температуры внутреннего воздуха, заданное технологическими условиями, °С.

Если условие $\Delta t_x \leqslant \Delta t_в$ выполняется, то, следовательно, предварительно принятый воздухораспределитель позволяет поддерживать заданную скорость движения и температуру воздуха в рабочей зоне помещения.

Воздухораспределители с направляющими лопатками применяют в помещениях хранения упакованных продуктов, камерах созревания сыров и других помещениях, в рабочей зоне которых скорость движения воздуха не превышает 0,7 м/с.

Канальные системы распределения воздуха. Системы осуществляют подачу воздуха в помещение через воздухораспределительные каналы. В зависимости от заданной скорости движения внутреннего воздуха в каналах устанавливают воздухораспределители различной конструкции. Если в рабочей зоне необходима небольшая подвижность воздуха (скорость движения воздуха до 0,5—0,6 м/с), то в качестве воздухораспределителей применяют плоские сопла с круглым и прямоугольным отверстием. При этом воздухораспределительные каналы (рис. 40) располагают в верхней зоне и на продольных стенах помещения. В последнем случае каналы могут быть направлены сверху вниз и отстоять друг от

друга на расстоянии 1,5—3 м. Они могут также располагаться горизонтально вдоль каждой стены, чаще всего в нижней ее зоне.

Канальные системы распределения воздуха применяют в камерах размораживания мяса, термической обработки колбасных изделий, созревания сыров и др.

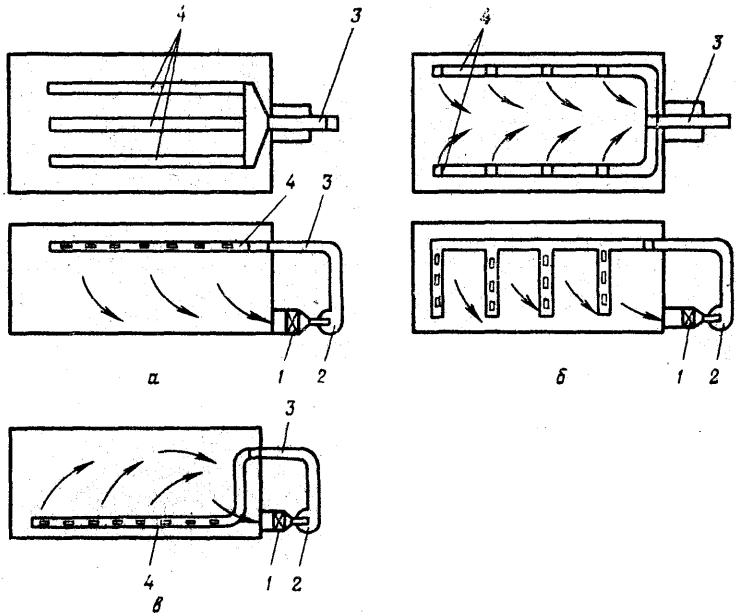


Рис. 40. Схемы систем распределения воздуха с помощью воздухораспределительных каналов с плоскими соплами, расположенных:

а — в верхней зоне; *б* — на продольных стенах помещения; *в* — в нижней зоне помещения: *1* — воздухообрабатывающий агрегат; *2* — вентилятор; *3* — приточный воздуховод; *4* — воздухораспределительный канал.

Расчет канальной системы распределения воздуха осуществляют с учетом расположения воздухораспределительных каналов относительно ограждающих помещение конструкций, продукта, оборудования и пр. Поэтому перед расчетом расположение воздухораспределительных каналов должно быть задано. В соответствии с расположением каналов определяют их количество и

длину. Задаются расстоянием между соплами в каждом канале и определяют общее количество сопл n.

Затем из геометрических соображений задаются размерами сопла и по формуле (33) или (34) определяют скорость движения приточного воздуха ω_0, значение которой должно составлять 3—6 м/с. Если расчетное значение ω_0 не соответствует указанному, то изменяют размеры сопл или их количество.

Скорость движения и температуру воздуха в рабочей зоне определяют по формулам (37—38).

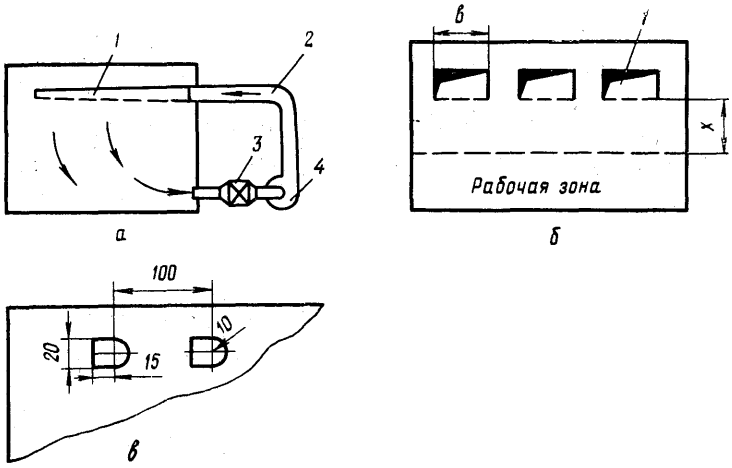


Рис. 41. Система распределения воздуха с помощью верхних перфорированных каналов (с плоскими соплами):

а — схема системы; *б* — расположение каналов в помещении; *в* — размещение отверстий в канале: *1* — перфорированный канал; *2* — приточный воздуховод; *3* — кондиционер; *4* — вентилятор.

Канальные системы распределения воздуха, приведенные на рис. 40, характеризуются неравномерным распределением воздуха в рабочей зоне, так как в них предусматривают плоские сопла относительно больших размеров (100×100, 100×200 мм и более), в результате чего значительное уменьшение скорости движения приточного воздуха происходит в начале рабочей зоны, а в середине нее движение воздуха незначительно (0,1—0,15 м/с) или вообще отсутствует. Кроме того, в систе-

мах с воздухораспределительными каналами, размещенными на продольных стенах помещений, продукт создает значительное сопротивление проходу воздушных потоков и «экранирует» их. В результате этого основное количество воздуха перемещается не в рабочей зоне, а вдоль стен. Поэтому необходимая скорость движения воздуха у поверхности продукта не достигается. Отмеченное обстоятельство является серьезным недостатком указанных систем.

Из канальных систем наиболее совершенными являются системы распределения воздуха через верхние перфорированные каналы, равномерно расположенные над рабочей зоной помещения (рис. 41). На нижней или боковых стенках перфорированных каналов располагают сопла сравнительно небольших размеров (не более 20×25 мм).

Системы распределения воздуха через верхние перфорированные каналы рассчитывают следующим образом.

1. Определяют ширину перфорированного канала

$$b = b_x - 0{,}35x,$$

где b — ширина перфорированного канала, м;
b_x — ширина воздушной струи (рабочей зоны, приходящейся на один перфорированный канал) на расстоянии x от нижней стенки канала, м.

2. Задаются коэффициентом живого сечения перфорированного канала

$$K_{ж.с} = \frac{\sum f_{отв}}{F_{кан}},$$

где $K_{ж.с}$ — коэффициент живого сечения перфорированного канала;
$\Sigma f_{отв}$ — суммарная площадь отверстий, м²;
$F_{кан}$ — площадь нижней стенки перфорированного канала, м²;

$$F_{кан} = bl_{кан},$$

$l_{кан}$ — длина перфорированного канала, м.

Обычно принимают $K_{ж.с} = 0{,}05 \div 0{,}2$. Для более равномерного распределения приточного воздуха применяют перфорированные каналы с меньшим коэффициентом живого сечения ($K_{ж.с} = 0{,}05 \div 0{,}1$).

3. Определяют скорость движения приточного воздуха

$$\omega_0 = \frac{L}{\rho F_{\text{кан}} K_{\text{ж.с}} n_{\text{кан}}},$$

где $n_{\text{кан}}$ — количество перфорированных каналов.

4. По графику (рис. 42) определяют значения отношений

$$\frac{\omega_x}{\omega_0 \sqrt{K_{\text{ж.с}}/\mu_{\text{р}}}} \quad \text{и} \quad \frac{\Delta t_x}{\Delta t_{\text{р}} \sqrt{K_{\text{ж.с}}/\mu_{\text{р}}}},$$

где $\mu_{\text{р}}$ — коэффициент расхода ($\mu_{\text{р}} = 0{,}5$).

По найденным значениям отношений определяют скорость движения ω_x и температуру t_x воздуха в рабо-

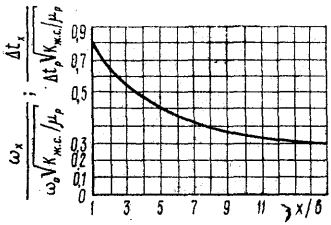
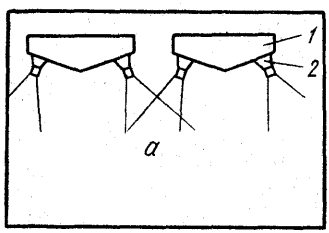


Рис. 42. График для расчета верхних перфорированных каналов с плоскими соплами ($K_{\text{ж·с}} = 0{,}05 \div 0{,}2$).



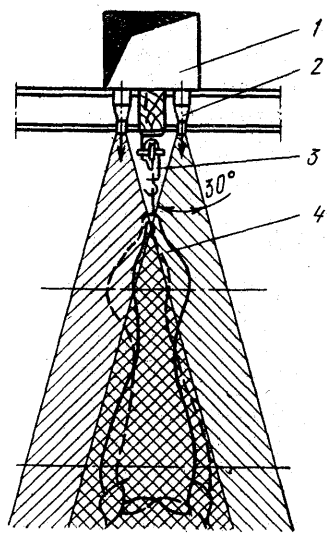


Рис. 43. Схемы установки верхних воздухораспределительных каналов с круглыми соплами:

а — с наклонным расположением сопл; *б* — с вертикальным расположением сопл; *1* — воздухораспределительный канал; *2* — круглое сопло цилиндрической формы; *3* — подвесной путь; *4* — полутуша мяса.

чей зоне. Если расчетные значения не удовлетворяют технологическим условиям, то задаются другим значением $K_{ж.с}$ и пересчитывают ω_0, ω_x и t_x.

Скорость движения воздуха в перфорированных каналах и площадь их поперечного сечения определяют из соотношения

$$\frac{\omega_{нач}}{\omega_0} = \frac{F_{кан} K_{ж.с}}{F_{нач}} = 1{,}5,$$

$$F_{кон} = 0{,}15 F_{нач},$$

где $\omega_{нач}$ — скорость движения воздуха в начале канала, м/с;
$F_{нач}$ — площадь поперечного сечения в начале канала, м^2;
$F_{кон}$ — площадь поперечного сечения в конце канала, м^2.

Интенсивное движение воздуха (скорость движения воздуха в рабочей зоне $\omega_x \geqslant 1{,}5$ м/с) создают с помощью канальной системы с воздухораспределителями, выполненными в виде круглых сопл (рис. 43). При этом воздух подают в помещение в виде струй, движущихся сверху вниз из сопл, равномерно расположенных по длине воздухораспределительных каналов. Такие системы предназначены для камер и аппаратов, в которых осуществляют холодильную обработку полутуш (охлаждение, замораживание, размораживание). В каналах сопла располагают в шахматном порядке по 6 шт. на 1 м канала (по три сопла в каждом ряду). При таком расположении сопл полутуши равномерно обдуваются приточным воздухом независимо от места их расположения в камере. Скорость движения приточного воздуха 10—12 м/с. При этом в рабочей зоне скорость движения воздуха составляет 2—2,5 м/с (на уровне расположения бедренных частей полутуш) и 1—1,5 м/с (на уровне лопаточных частей). Вследствие этого коэффициент теплоотдачи от бедренных частей полутуш к воздуху больше коэффициента теплоотдачи от лопаточных частей, что приводит к выравниванию продолжительности процессов обработки полутуш.

При расчете системы с воздухораспределителями, выполненными в виде круглых сопл, определяют общее количество сопл, устанавливаемых в воздухораспределительных каналах,

$$n = 6 l_0,$$

где l_0 — общая длина воздухораспределительных каналов, м.

Затем задаются значением скорости движения приточного воздуха и по формуле (33) определяют диаметр сопл. Скорость движения и температуру воздуха в рабочей зоне на заданном расстоянии x определяют по формулам (35) и (36).

§ 2. Системы распределения воздуха при комфортно-технологическом кондиционировании

При комфортно-технологическом кондиционировании в основном применяют системы распределения воздуха через верхние перфорированные каналы и панели. Эти системы используют в цехах разделки туш, отделениях шприцевания колбас, производства фасованного мяса и полуфабрикатов и других помещениях, где рабочие места расположены между рядами производственного оборудования. При этом перфорированные каналы располагают на высоте 2,2—3 м от пола. Кроме того, системы применяют в помещениях, где рабочие места расположены по всей площади или ее части. При этом общая площадь панелей может быть меньше площади потолка или равна ей (частичная или полная перфорация площади потолка).

Воздух, подаваемый через перфорированные панели, равномерно распределяется в рабочей зоне помещения. Через перфорированные панели возможна подача значительного количества приточного воздуха при относительно небольшой скорости его движения в рабочей зоне. Панели могут быть квадратными, круглыми и прямоугольными. Наиболее распространены квадратные и прямоугольные панели, диаметр отверстий в которых 5—20 мм. Шаг отверстий $T = (3 \div 8)\, d_0$.

Связь между шагом отверстий T, диаметром d_0 и коэффициентом живого сечения определяется отношением

$$K_{ж.с} = \frac{\sum f_{отв}}{\sum F_{пан}} = 0{,}785\left(\frac{d_0}{T}\right)^2. \qquad (42)$$

Расчет системы осуществляют в следующей последовательности.

1. Предварительно принимают диаметр d_0 и шаг T отверстий и по формуле (42) определяют коэффициент живого сечения $K_{ж.с}$. При этом коэффициент $K_{ж.с}$ составляет 0,05—0,1.

2. Задаются размерами панелей и расстоянием между панелями и определяют количество панелей, а затем их общую площадь

$$\sum F_{\text{пан}} = b_{\text{пан}} l_{\text{пан}} n_{\text{пан}},$$

где $\Sigma F_{\text{пан}}$ — общая площадь перфорированных панелей, м²;
$b_{\text{пан}}$ — ширина перфорированной панели, м;
$l_{\text{пан}}$ — длина перфорированной панели, м;
$n_{\text{пан}}$ — количество панелей.

3. Задаются высотой расположения панелей над полом и определяют отношения суммарной площади панелей к площади потолка и высоты расположения панелей над рабочей зоной к ширине панели

$$\frac{\sum F_{\text{пан}}}{F_{\text{пот}}} \text{ и } \frac{x}{b_{\text{пан}}},$$

где $F_{\text{пот}}$ — площадь потолка, м².

4. Предварительно принимают скорость движения приточного воздуха ($\omega_0 = 0{,}5 \div 4$ м/с).

5. Определяют скорость движения и температуру воздуха в рабочей зоне:

при $\dfrac{\sum F_{\text{пан}}}{F_{\text{пот}}} \leqslant 0{,}5$ и $\dfrac{x}{b_{\text{пан}}} \leqslant 4$

$$\omega_x = \omega_0 K_{\text{с}} K_{\text{в}} K_{\text{н}} \sqrt{K_{\text{ж.с}}/\mu_{\text{р}}},$$

$$t_{\text{х}} = t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{р}} \frac{K_{\text{в}}}{K_{\text{с}} K_{\text{н}}} \sqrt{K_{\text{ж.с}}/\mu_{\text{р}}};$$

при $\dfrac{\sum F_{\text{пан}}}{F_{\text{пот}}} = 1$

$$\omega_x = 1{,}2\omega_0 K_{\text{н}} \sqrt{\frac{K_{\text{ж.с}} i_{\text{к}}}{\mu_{\text{р}}}},$$

$$t_x = t_{\text{в}} - \frac{\Delta t_{\text{р}}}{K_{\text{н}}} \sqrt{\frac{K_{\text{ж.с}}}{i_{\text{к}} \mu_{\text{р}}}},$$

где ω_x — максимальная скорость воздуха на расстоянии x, м/с;
$K_{\text{с}}$, $K_{\text{в}}$, $K_{\text{н}}$ — коэффициенты, учитывающие степень стеснения струй, взаимодействие струй, вытекающих из расположенных рядом панелей, неизотермичность струй;
$\mu_{\text{р}}$ — коэффициент расхода, $\mu_{\text{р}} = 0{,}75$;
$i_{\text{к}}$ — коэффициент, зависящий от отношения T/d_0.

Значения коэффициентов $K_с$, $K_в$, $K_н$, $i_к$ определяют по графикам, приведенным на рис. 44.

Значения коэффициентов $K_с$, $K_в$ приведены в зависимости от площади, формы и размеров перфорирован-

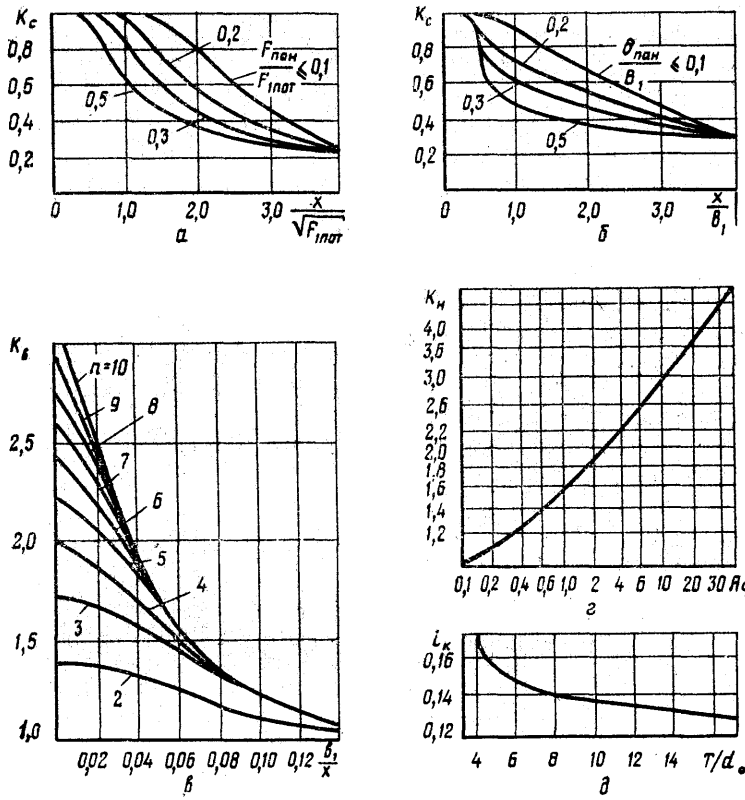


Рис. 44. Графики для определения поправочных коэффициентов при расчете верхних перфорированных панелей:

коэффициента $K_с$, учитывающего степень стеснения струй для квадратных панелей (*а*) и прямоугольных панелей (*б*); коэффициента $K_в$ учитывающего взаимодействие струй, вытекающих из расположенных рядом панелей (*в*); коэффициента $K_н$, учитывающего неизотермичность струй (*г*); коэффициента $i_к$, зависящего от отношения $T/d_о$ (*д*); $F_{пан}$ — площадь квадратной перфорированной панели; $F_{1пот}$ — площадь потолка, приходящаяся на одну панель; $b_{пан}$ — ширина прямоугольной перфорированной панели; B_1 — расстояние между осями панелей; n — количество параллельно расположенных панелей; b_1 — ширина промежутка между панелями; $A_ф$ — коэффициент, учитывающий форму панели; T — шаг отверстий; $d_о$ — диаметр отверстий.

ных панелей, а также от расстояния между ними, коэффициента $K_в$ — в зависимости от параметра $A_ф$, учитывающего форму панели.

Параметр $A_ф$ определяют по формулам:

для квадратных панелей

$$A_ф = 0{,}009 \cdot \frac{\Delta t_р}{\omega_0^2 K_с^3} \cdot \frac{x^2}{\sqrt{F_{пан} K_{ж.с}}},$$

для прямоугольных панелей

$$A_ф = 0{,}01 \cdot \frac{\Delta t_р}{\omega_0^2 K_0^3} \sqrt{\frac{x^3}{b_{пан} K_{ж.с}}}.$$

Полученные значения ω_x и t_x сравнивают с заданными значениями скорости движения и температуры воздуха в рабочей зоне. Если они соответствуют заданным, то перерасчета не проводят.

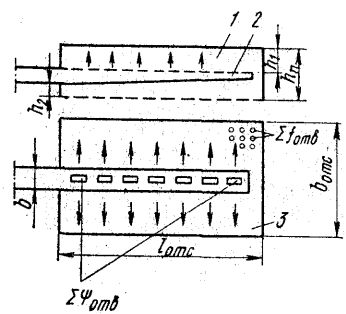


Рис. 45. Схема расположения воздухораспределительного канала в пространстве подшивного потолка:

1 — пространство подшивного потолка; *2* — воздухораспределительный канал; *3* — перфорированная панель; h_1, h_2 — расстояние от потолка помещений до воздухораспределительного канала и от перфорированной панели до воздухораспределительного канала; $h_п$ — высота подшивного пространства; b — ширина воздухораспределительного канала; $\Sigma \Phi_{отв}$ — суммарная площадь отверстий в воздухораспределительном канале; $\Sigma f_{отв}$ — суммарная площадь отверстий в перфорированных панелях отсека; $l_{отс}$, $b_{отс}$ — длина и ширина отсека.

К перфорированным панелям приточный воздух подают с помощью воздухораспределительных каналов, расположенных между потолком помещения и перфорированными панелями (в пространстве подшивного потолка). Схема расположения воздухораспределительного канала в пространстве подшивного потолка приведена на рис. 45. Для равномерного распределения воздуха в указанном пространстве отверстия в каналах располагают сверху. Кроме того, устанавливают перегородки, позволяющие разделить пространство подшивного

потолка на отсеки определенного размера. В отсек воздух подают через канал, установленный в середине отсека. Принимают следующие соотношения между размерами отсека и канала:

$$\frac{l_{отс}}{b_{отс}} \leqslant 5; \quad \frac{l_{отс}}{h_п} \leqslant 20; \quad \frac{h_1}{h_п} \geqslant 0{,}3;$$

$$\frac{h_2}{h_п} \geqslant 0{,}3; \quad \frac{b}{b_{отс}} \geqslant 0{,}1; \quad \frac{\sum f_{отв}}{\sum \psi_{отв}} \leqslant 50,$$

где $l_{отс}$ — длина отсека, м;
$b_{отс}$ — ширина отсека, м;
$h_п$ — высота подшивного потолка, м;
h_1, h_2 — расстояние от потолка помещения до воздухораспределительного канала и от панели до воздухораспределительного канала, м;
b — ширина воздухораспределительного канала, м;
$\Sigma\psi_{отв}$, $\Sigma\psi_{отв}$ — суммарная площадь отверстий в перфорированных панелях отсека и воздухораспределительном канале, м^2.

Системы распределения воздуха через верхние перфорированные панели подают воздух в рабочую зону помещения вертикальными струями.

Для подачи воздуха в рабочую зону горизонтальными струями применяют пристенные панельные воздухораспределители (рис. 46). Такие воздухораспределители состоят из короба, воздухораздающих панелей с закручивателями и фланца для подсоединения к воздуховоду (рис. 47). Воздухораспределители могут иметь двух-, трех- и четырехсекционную панель. Высота панели $H_{пан}$ 1000 мм, ширина односекционной панели $b_с$ 500 мм.

При расчете системы распределения воздуха предварительно принимают количество V_0 воздуха, приходящегося на один закручиватель. При изменении скорости движения приточного воздуха от 1,6 до 3,2 м/с количество воздуха V_0 составляет 0,007—0,014 м^3/с (25—50 м^3/ч). Указанные значения скорости движения и количества приточного воздуха позволяют создать условия для равномерного распределения его в помещении. При этом скорость движения воздуха в рабочей зоне не превышает 0,5 м/с.

По предварительно принятым значениям скорости ω_0 движения приточного воздуха (на выходе из отверстий

закручивателя) и количества V_0 воздуха, приходящегося на один закручиватель, определяют общее количество воздухораспределителей

$$n_{\text{п}} = \frac{L}{\rho V_0 n_{\text{з}} n_{\text{в.п}}}, \qquad (43)$$

где $n_{\text{п}}$ — общее количество панельных воздухораспределителей;
$n_{\text{з}}$ — количество закручивателей, установленных в одной односекционной панели ($n_{\text{з}} = 50$);
$n_{\text{в.п}}$ — количество воздухораздающих панелей в одном воздухораспределителе ($n_{\text{в.п}} = 1 \div 4$).

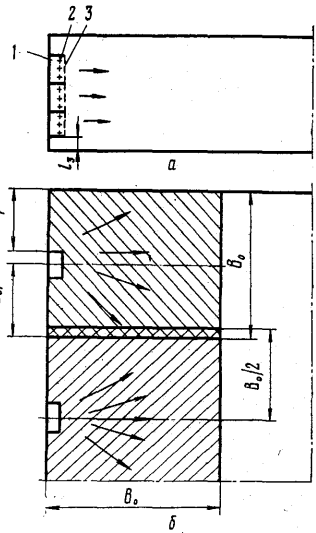


Рис. 46. Схема расположения пристенных панельных воздухораспределителей в помещении:

а — разрез; *б* — план помещения: *1* — панельный воздухораспределитель; *2* — закручиватель; *3* — выходное отверстие для воздуха; l_3 — расстояние от воздухораспределителя до ближайшей ограждающей конструкции; B_0 — сторона квадрата условной зоны действия воздушной струи.

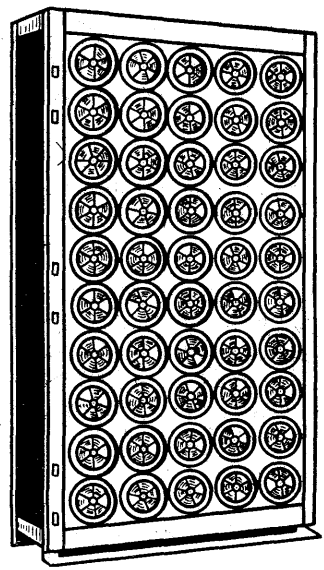


Рис. 47. Пристенный панельный воздухораспределитель.

Затем определяют сторону B_0 квадрата условной зоны действия воздушной струи, на границе которой скорость движения воздуха равна 0,2 м/с, и площадь рабочей зоны, приходящейся на один панельный воздухораспределитель,

$$B_0 = 11\sqrt{V_{1вр}},$$

$$F_{р.з_1} = B_0^2,$$

где $V_{1вр}$ — количество воздуха, приходящееся на один панельный воздухораспределитель, м³/с ($V_{1вр} = V_0 n_з n_{в.п}$)

Учитывая полученное значение $F_{р.з_1}$, по формуле (41) определяют необходимое количество воздухораспределителей и сравнивают с количеством, рассчитанным по формуле (43). Если воздухораспределителей недостаточно, задаются новым значением V_0.

При установке панельных воздухораспределителей в помещении принимают, что расстояние $l_{огр}$ от воздухораспределителя до ближайшей ограждающей конструкции должно удовлетворять условию

$$11\sqrt{V_{р.к}} \geqslant l_{огр} > 2{,}28\sqrt{V_{р.к}},$$

где $V_{р.к}$ — общее количество воздуха, приходящегося на воздухораспределители, которые установлены в одном канале, м³/с.

Системы распределения воздуха через верхние перфорированные панели и пристенные панельные воздухораспределители можно применить и при технологическом кондиционировании, если необходима незначительная скорость движения воздуха в рабочей зоне (до 1 м/с).

§ 3. Системы распределения воздуха при комфортном кондиционировании

При комфортном кондиционировании производственных помещений распределение воздуха осуществляют через верхние перфорированные каналы, панели и пристенные панельные воздухораспределители, а также через воздухораспределители, приведенные на рис. 48.

Наиболее распространены системы, предусматривающие распределение воздуха через приточные регулирующие решетки. При расчете таких систем определяют скорость движения приточного воздуха, необходимое количество воздуха, число устанавливаемых решеток, а также высоту расположения каналов с решетками над верхней границей рабочей зоны.

Скорость движения приточного воздуха рассчитывают по формуле (при $x \leqslant 1{,}5\sqrt{F_{\text{пол}}}$)

$$\omega_0 = \frac{\omega_{x_м} x}{m_\omega \sqrt{F_0} K_в},$$

где m_ω — коэффициент, учитывающий вид струи (для ненастилающейся струи 4,5, для настилающейся 6,4);
$K^в$ — коэффициент, учитывающий взаимодействие струй.

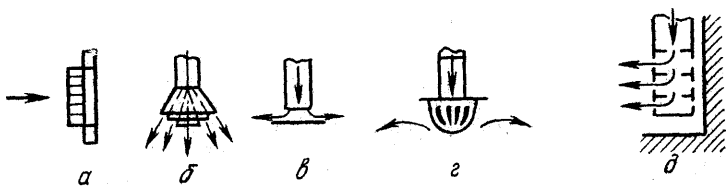


Рис. 48. Схемы воздухораспределителей, представляющих собой приточную регулирующую решетку (*а*), потолочный плафон с тремя диффузорами (*б*), тарельчатый плафон (*в*), душирующую насадку Г. А. Максимова (*г*), сетчатый воздухораспределитель с диафрагмами (*д*).

Максимальную скорость движения и температуру воздуха в рабочей зоне принимают, учитывая следующее:

если постоянные рабочие места или места постоянного пребывания людей находятся в зоне прямого воздействия приточной струи, то

$$\omega_{x_м} = \omega_в,$$

$$\Delta t_{x_м} = \Delta t_в;$$

если постоянные рабочие места находятся вне пределов прямого воздействия приточной струи, то

$$\omega_{x_м} = 2\omega_в,$$

$$\Delta t_{x_м} = 2\Delta t_в.$$

Значение $\Delta t_{x_м}$ используют для определения рабочей разности между температурами

$$\Delta t_р = \frac{\Delta t_{x_м} x}{m_t \sqrt{F_0} K_в},$$

где m_t — коэффициент, учитывающий вид струи (для ненастилающейся струи 3,2, для настилающейся 4,5).

Затем по формуле (15) определяют количество воздуха L, а по значениям L и ω_0 — необходимое количество решеток

$$n = \frac{L}{\rho \omega_0 F_0}.$$

Высоту расположения воздухораспределительных каналов с решетками определяют по формуле

$$h_р = 0{,}7 \cdot \frac{x^3}{H_г^2},$$

где $h_р$ — высота расположения каналов с решетками над верхней границей рабочей зоны, м;
$H_г$ — геометрическая характеристика воздухораспределителя;

$$H_г \approx 13{,}7 \omega_0 \sqrt{\frac{F_0}{\Delta t_р}}.$$

§ 4. Расчет и подбор воздуховодов

В системах кондиционирования производственных помещений применяют стальные воздуховоды круглого и прямоугольного сечения. Преимуществами воздуховодов круглого сечения являются меньшие сопротивление движению воздуха и расход металла, а также более простой монтаж по сравнению с воздуховодами прямоугольного сечения, а воздуховодов прямоугольного сечения — удобство их размещения в помещении и увеличение ширины воздушной струи, подаваемой одним воздуховодом. В основном применяют воздуховоды круглого сечения. Воздуховоды прямоугольного сечения используют при необходимости соблюдения архитектурных, технологических или специальных требований.

Согласно нормалям для воздуховодов круглого сечения приняты следующие диаметры: 100, 110, 125, 160, 200, 250, 280, 315, 400, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1400 и 1600 мм. Для воздуховодов прямоугольного сечения, выполненных из стального листа толщиной 0,7 мм, приняты следующие размеры (соответственно ширина и высота): 160×100, 160×160, 160×200, 200×200, 250×200, 250×250, 400×200, 400×250, 400×400 и 500×250 мм. Для воздуховодов прямоугольного сечения, изготовленных из стального листа толщиной 1 мм,

приняты размеры от 500×400 до 2000×1600 мм (тринадцать размеров).

Рассчитывая воздуховоды, определяют размеры и площадь поперечного сечения, а также сопротивление проходу воздуха в воздуховодах.

Площадь поперечного сечения воздуховода определяют по формуле

$$F_в = \frac{V_в}{\omega},$$

где $F_в$ — площадь поперечного сечения воздуховода, м²;
$V_в$ — количество воздуха, подаваемого или удаляемого через воздуховод, м³/с;
ω — скорость движения воздуха в воздуховоде, м/с.

Скорость движения воздуха в воздуховодах, по которым поступает воздух от кондиционера к воздухораспределительным каналам, составляет 10—12 м/с, в ответвлениях и воздухораспределительных каналах — до 6 м/с, в приточных и вытяжных решетках, расположенных в верхней зоне помещений, — до 4 м/с, в приточных и вытяжных решетках, расположенных в нижней зоне помещений, — не более 1,5—2 м/с.

Зная $F_в$, рассчитывают диаметр воздуховода круглого сечения

$$d = \sqrt{\frac{4F_в}{\pi}},$$

где d — диаметр воздуховода круглого сечения, м.

По расчетному d принимают ближайший по значению нормируемый диаметр воздуховода.

Для воздуховодов прямоугольного сечения за величину d принимают эквивалентный диаметр $d_э$ такого условного воздуховода круглого сечения, в котором сопротивление движению воздуха в результате трения равно сопротивлению движения воздуха вследствие трения в воздуховоде той же длины прямоугольного сечения. Следовательно, $d_э$ — это диаметр, эквивалентный по скорости движения воздуха в воздуховоде. Поэтому необходимо иметь в виду, что в воздуховоде прямоугольного сечения и соответствующем ему воздуховоде круглого сечения, диаметр которого $d_э$, при равенстве скорости движения воздуха количества воздуха не одинаковы.

Диаметр $d_э$ рассчитывают по формуле

$$d_э = \frac{2F_в}{b+a} = \frac{2ba}{b+a},$$

где b; a — соответственно ширина и высота воздуховода (или воздухораспределительного канала), м.

Размерами поперечного сечения (шириной и высотой) воздуховода предварительно задаются. При этом учитывают нормируемые размеры воздуховодов прямоугольного сечения.

Сопротивление движению воздуха в воздуховодах определяют по формуле

$$H_в = H_{тр} + H_{м.с} + H_{дин},$$

где $H_в$, $H_{тр}$, $H_{м.с}$, $H_{дин}$ — сопротивление движению воздуха в воздуховодах, в результате трения его о стенки воздуховодов и взаимного трения частиц воздуха, при изменении его скорости движения или направления (в местных сопротивлениях — диффузорах, решетках, поворотах, ответвлениях и т. п.), на выходе его из воздуховыпускных отверстий с заданной скоростью (динамическое давление), Па.

Сопротивления $H_{тр}$, $H_{м.с}$ и $H_{дин}$ рассчитывают по формулам:

$$H_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho\omega^2}{2},$$

$$H_{м.с} = \Sigma\xi \frac{\rho\omega^2}{2},$$

$$H_{дин} = \frac{\rho\omega_0^2}{2},$$

где $\lambda_{тр}$ — безразмерный коэффициент трения воздуха о стенки воздуховода;

l — длина воздуховода (воздухораспределительного канала), м;

ξ — безразмерный коэффициент местного сопротивления (приложение XIV).

Зависимость $\lambda_{тр}$ от диаметра воздуховода (для воздуховодов круглого сечения) и от эквивалентного диаметра (для воздуховодов прямоугольного сечения) приведена на рис. 49.

Сопротивление движению воздуха в воздуховодах можно определить, если известно размещение воздуховодов в кондиционируемом помещении. Поэтому расчету сопротивления движению воздуха должно предшествовать вычерчивание плана кондиционируемого помещения. На плане размечают места расположения приточных и вытяжных воздуховодов, воздухораспределительных каналов, воздухораспределителей, а также жалюзийных решеток для удаления отработавшего воздуха. На основании плана кондиционируемого помещения с устройствами воздухораспределения выполняют аксонометрическую схему воздуховодов. Участки воздуховодов и каналов нумеруют и проставляют их диаметр, длину, а также количество воздуха, подаваемого или удаляемого воздуховодом. Затем определяют сопротивление движению воздуха для каждого участка воздуховода и суммарное сопротивление $H_{тр}$, $H_{м.с}$ и $H_{дин}$ для всех участков воздуховодов.

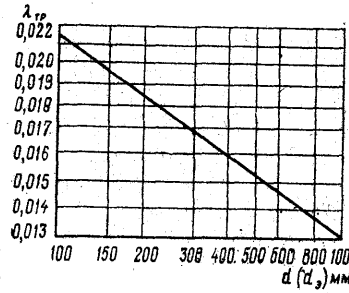


Рис. 49. График зависимости $\lambda_{тр}$ от диаметра d ($d_э$) воздуховода.

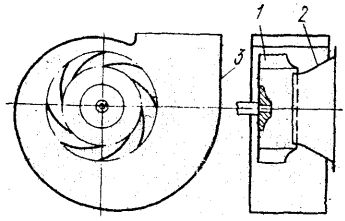


Рис. 50. Центробежный вентилятор:

1 — рабочее колесо; *2* — входной патрубок; *3* — спиральный корпус.

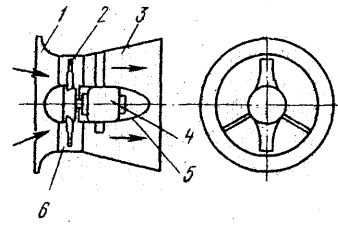


Рис. 51. Осевой вентилятор:

1 — входной патрубок; *2* — колесо *3* — выходной патрубок; *4* — двигатель; *5* — обтекатель; *6* — кожух.

§ 5. Вентиляторы

В системах кондиционирования применяют центробежные и осевые вентиляторы.

Центробежный вентилятор (рис. 50) состоит из корпуса и рабочего колеса с лопатками (количество лопаток 12—64). В зависимости от типа вентилятора различают загнутые вперед, загнутые назад и радиальные лопатки. Рабочее колесо предназначено для создания давления воздуха и подачи его в систему воздуховодов.

В зависимости от величины создаваемого давления (напора) различают центробежные вентиляторы низкого (до 1200 Па), среднего (до 3000 Па) и высокого давления (выше 3000 Па). Наиболее распространены вентиляторы низкого давления.

Осевой вентилятор состоит из корпуса, рабочего колеса, электродвигателя и обтекателя (рис. 51). Рабочее колесо обычно насаживают на вал электродвигателя вентилятора. Зазор между кожухом и колесом должен быть минимальным, так как при его увеличении ухудшаются аэродинамические показатели осевых вентиляторов (уменьшается давление, развиваемое вентилятором, и снижается к. п. д.). Рабочее колесо представляет собой втулку и прикрепленные к ней неподвижные или поворотные лопатки (количество лопаток 2—12).

Осевые вентиляторы бывают реверсивные и нереверсивные. В реверсивных вентиляторах колесо снабжено лопатками симметричного профиля и поэтому может работать в любом направлении вращения. В нереверсивных вентиляторах колесо имеет лопатки несимметричного профиля. При этом вогнутая сторона лопаток направлена в сторону вращения колеса.

Избыточное давление, которое должен создавать вентилятор, определяют по уравнению

$$H_{\text{п}} = H_{\text{в}} + H_{\text{к}},$$

где $H_{\text{п}}$ — полное избыточное давление, создаваемое вентилятором, Па;

$H_{\text{к}}$ — сопротивление движению воздуха в кондиционере, Па.

Сопротивление $H_{\text{к}}$ представляет собой сумму сопротивлений движению воздуха в воздушных клапанах, фильтрах, воздухонагревателях, камере орошения и другом оборудовании, установленном в кондиционере.

Мощность, потребляемую вентилятором, определяют по формуле

$$N = \frac{H_{\text{п}} V}{1000 \eta_{\text{общ}}} K_{\text{м}},$$

где N — мощность, потребляемая вентилятором, кВт;
V — количество воздуха, м³/с;
$\eta_{общ}$ — общий к. п. д. вентилятора;

$$\eta_{общ} = \eta_в \eta_п \eta_{пер},$$

$\eta_в$ — к. п. д. вентилятора без учета механических потерь;
$\eta_п$ — к. п. д., учитывающий тип и состояние подшипников ($\eta_п$ = =0,95÷0,97);
$\eta_{пер}$ — к. п. д. клиноременной передачи ($\eta_{пер}$ = 0,9—0,95; при соединении колеса вентилятора и вала электродвигателя с помощью муфты $\eta_{пер} = 1,0$);
$K_м$ — коэффициент запаса мощности ($K_м = 1,1$).

§ 6. Устройства для регулирования количества воздуха

К устройствам для регулирования количества воздуха относят воздушные заслонки и клапаны различной конструкции, а также направляющие аппараты.

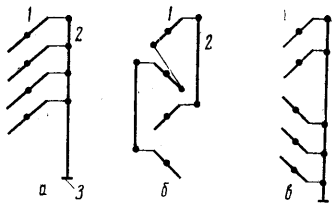


Рис. 52. Схемы воздушных клапанов:

а — параллельно-створчатого; *б* — непараллельно-створчатого; *в* — сдвоенного параллельно-створчатого (верхний и нижний клапаны имеют противоположное направление движения створок): *1* — створка; *2* — тяга; *3* — привод.

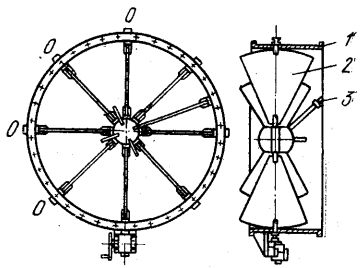


Рис. 53. Направляющий аппарат:

1 — кожух; *2* — лопатка; *3* — рукоятка.

Воздушные заслонки устанавливают в воздуховодах, клапаны — в воздуховодах и кондиционерах. Наиболее широко применяют клапаны. Они состоят из створок, тяги и привода и бывают параллельно-створчатыми и непараллельно-створчатыми (рис. 52). Створки клапанов поворачиваются от 0 до 90°. При этом они открывают или закрывают проход воздуху. Параллельно-створчатые клапаны применяют для регулирования количества наружного и внутреннего воздуха, а также ко-

личества воздуха, проходящего через теплообменный аппарат и его обводной канал, непараллельно-створчатые — для регулирования количества воздуха при смешивании двух потоков.

Направляющие аппараты, применяемые для регулирования количества приточного воздуха, устанавливают на всасывающей стороне вентилятора. Направляющий аппарат имеет лопатки, закрепленные на осях *О* (рис. 53). При повороте рукоятки аппарата на определенный угол лопатки поворачиваются на тот же угол с помощью передающего устройства. При изменении угла поворота лопаток относительно плоскости всасывающего отверстия изменяются угол закручивания потока воздуха, входящего в колесо вентилятора, количество приточного воздуха и давление, создаваемое вентилятором.

Направляющие аппараты бывают с ручным, дистанционным или автоматическим управлением. При дистанционном управлении положение лопаток контролируют по углу их поворота с помощью реостата обратной связи электропривода.

Глава IX

СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 1. Общие сведения

В зависимости от функционального назначения системы кондиционирования разделяют на системы комфортного, технологического и комфортно-технологического кондиционирования воздуха.

Системы комфортного кондиционирования предназначены для поддержания параметров воздушной среды, удовлетворяющих санитарно-гигиеническим требованиям, основными из которых являются поддержание согласно санитарным нормам соответствующих температуры, относительной влажности, скорости движения и чистоты воздуха; создание заданного направления подачи приточного воздуха, а также разности между температурами приточного и внутреннего воздуха, не вызывающих неприятных ощущений сквозняка и застойных зон;

снижение шума в обслуживаемых помещениях до уровня, не беспокоящего находящихся или работающих людей; предотвращение проникновения неприятных запахов или шума из смежных помещений.

Системы комфортного кондиционирования применяют в жилых, общественных, служебных и производственных помещениях.

Системы технологического кондиционирования предназначены для поддержания параметров воздушной среды, удовлетворяющих технологическим требованиям. При этом параметры воздушной среды могут быть совершенно непригодными для людей. Такие системы применяют в камерах и аппаратах, в которых осуществляют процессы размораживания мяса и мясопродуктов, посола и созревания мяса, термической обработки колбасных изделий, а также в аппаратах для сушки молока и казеина, камерах созревания творога и сыра и др.

Системы комфортно-технологического кондиционирования используют в производственных помещениях (отделения разделки туш, обвалки и жиловки мяса и изготовления фарша, шприцовки колбас, а также цех производства мясных полуфабрикатов), в которых постоянно пребывает обслуживающий персонал. Поэтому системы предназначены для поддержания параметров воздушной среды, удовлетворяющих одновременно технологическим и санитарно-гигиеническим требованиям. Как правило, параметры, создаваемые такими системами, являются средними (компромиссными) между параметрами, полностью удовлетворяющими указанным выше требованиям.

По расположению основного оборудования системы кондиционирования воздуха классифицируют на центральные и местные, по конструкции — на одно- и двухканальные, по количеству обслуживаемых помещений (зон) — на одно- и многозональные, по давлению, создаваемому вентилятором, — на системы низкого, среднего и высокого давлений, по наличию рециркуляции — на системы с рециркуляцией внутреннего воздуха и без нее, по виду обработки воздуха — на круглогодичные, летние (охладительно-осушительные) и зимние (нагревательно-увлажнительные), по принципу устройства систем тепло- и холодоснабжения — на автономные и неавтономные, по способу регулирования — на системы с

качественным, количественным и смешанным регулированием параметров воздуха.

В центральных системах кондиционирования воздух обрабатывается в кондиционере, а затем по воздуховодам подается в обслуживаемое помещение (помещения).

В местных системах воздух обрабатывается в кондиционерах, расположенных непосредственно в помещениях или вблизи их. В таких системах воздуховоды отсутствуют.

Схемы центральной и местной систем кондиционирования приведены на рис. 54.

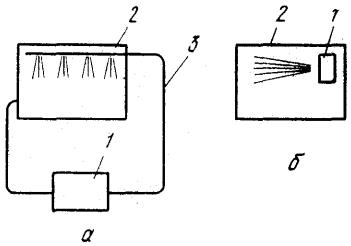


Рис. 54. Схемы систем кондиционирования воздуха:

а — центральной; *б* — местной; *1* — кондиционер; *2* — помещение; *3* — система воздуховодов.

Достоинствами центральных систем являются небольшая стоимость по сравнению со стоимостью местных систем; возможность размещения оборудования на «малоценной» площади (чердаки, подвалы, технические этажи), в то время как местные системы располагают в большинстве случаев на основной производственной площади; лучшие условия эксплуатации, так как оборудование систем можно установить в одном месте и централизованно управлять им, возможность тепло- и холодоснабжения от центральных котельных и компрессорных цехов, вследствие чего снижается себестоимость потребляемой энергии.

Основным недостатком центральных систем кондиционирования является необходимость проведения монтажно-строительных работ, вызванных установкой основного оборудования кондиционеров и прокладкой воздуховодов и трубопроводов систем тепло- и холодоснабжения.

Центральные одноканальные системы могут быть одно- и многозональными. Однозональные системы предназначены для поддержания заданных параметров воз-

духа в одном помещении. Однозональную систему кондиционирования можно предусматривать и для обслуживания нескольких помещений при условии, что в отдельных помещениях допускаются различные отклонения параметров воздуха от заданных. Многозональные системы предназначены для поддержания необходимых параметров воздуха в нескольких помещениях. В этих системах имеются технические средства для дополнительной зональной обработки воздуха перед входом его в кондиционируемые помещения.

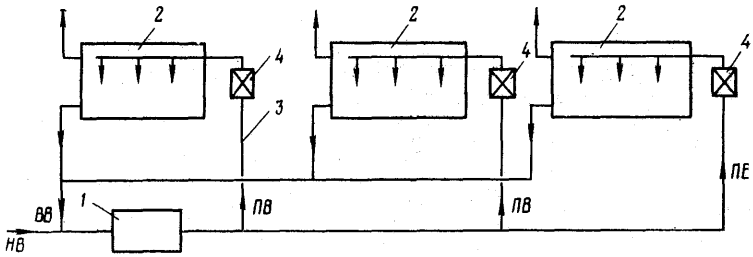


Рис. 55. Схема многозональной системы кондиционирования воздуха:

1 — кондиционер; *2* — помещение; *3* — система воздуховодов; *4* — зональный подогреватель; *НВ* — наружный воздух; *ВВ* — внутренний воздух; *ПВ* — приточный воздух.

Схема многозональной системы, обслуживающей три помещения, приведена на рис. 55. Воздух обрабатывают в кондиционере до заданного влагосодержания и подают к зональным подогревателям, установленным в воздуховодах. В зональных подогревателях воздух нагревают до температуры приточного воздуха и подают в помещения. Из помещений отработавший воздух частично удаляется в атмосферу, а частично подается в кондиционер для повторного использования.

В центральных системах кондиционирования низкого давления избыточное давление за вентилятором не превышает 1200 Па. В системах среднего и высокого давлений избыточное давление за вентилятором достигает соответственно 3000 Па и свыше 3000 Па. Обычно системы среднего и высокого давлений применяют при кондиционировании высотных зданий. Местные системы кондиционирования бывают только низкого давления.

В зависимости от степени повторного использования внутреннего воздуха центральные и местные системы кондиционирования подразделяют на прямоточные, в которых происходит обработка только наружного воздуха (рециркуляция внутреннего воздуха отсутствует); с частичной рециркуляцией, в которых обрабатывается смесь наружного и внутреннего воздуха; с полной рециркуляцией (замкнутые системы), в которых обрабатывается только внутренний воздух кондиционируемого помещения.

Центральные и местные круглогодичные системы кондиционирования обрабатывают воздух в течение всего года и поддерживают постоянные параметры независимо от изменения наружных климатических условий. Летние охладительно-осушительные системы кондиционирования позволяют получить заданные параметры внутреннего воздуха в кондиционируемом помещении только в теплый период года. В холодный период такие системы работают как системы приточной вентиляции. Зимние нагревательно-увлажнительные системы кондиционирования предназначены для получения постоянных температуры и относительной влажности воздуха в холодный период года. В теплый период они работают как системы охлаждения с поддержанием только температуры обрабатываемого воздуха.

В автономных системах кондиционирования воздуха предусмотрены индивидуальные системы тепло- и холодоснабжения. Неавтономные системы кондиционирования имеют централизованные, единые для всего предприятия или здания системы тепло- и холодоснабжения, снабжающие кондиционеры горячей и холодной водой по разветвленной сети трубопроводов.

При большом количестве установок кондиционирования целесообразно использовать централизованные системы тепло- и холодоснабжения, т. е. применять неавтономные системы. Если системы кондиционирования воздуха обслуживают только отдельные помещения, то использование систем централизованного тепло- и холодоснабжения нецелесообразно. В этих случаях применяют автономные системы, оснащенные собственными источниками тепла и холода. Обычно в автономных системах источником тепла являются трубчатые электронагреватели (электрические калориферы, паровые увлаж-

нители с электрическим подогревом), а источником холода — холодильные машины.

Принципиальные схемы теплообменного аппарата системы кондиционирования с качественным, количественным и смешанным регулированием приведены на рис. 56.

При качественном регулировании количество воздуха, проходящего через теплообменный аппарат, остается постоянным. Заданную температуру воздуха поддерживают датчиком и регулятором температуры, а также

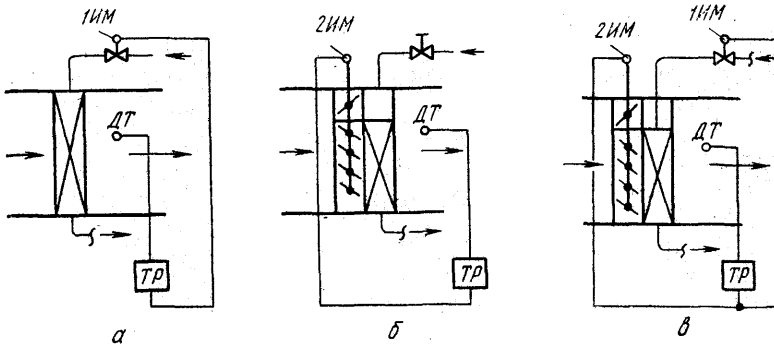


Рис. 56. Принципиальные схемы теплообменного аппарата системы кондиционирования воздуха с качественным (*а*), количественным (*б*) и смешанным (*в*) регулированием:

ДТ — датчик температуры; *ТР* — регулятор температуры; *1ИМ* — исполнительный механизм регулирующего клапана, изменяющего расход греющей или охлаждающей среды; *2ИМ* — исполнительный механизм регулирующего клапана, изменяющего количество воздуха.

исполнительным механизмом регулирующего клапана, установленного на трубопроводе подачи охлаждающей (греющей) среды. При понижении или повышении температуры воздуха регулятор температуры изменяет расход охлаждающей (греющей) среды.

При количественном регулировании расход охлаждающей (греющей) среды остается постоянным. Заданную температуру поддерживают, изменяя количество проходящего через аппарат воздуха.

При смешанном регулировании стабилизация температуры осуществляется изменением расхода охлаждающей (греющей) среды и воздуха, проходящих через ап-

парат. При этом регулятор температуры воздействует одновременно на исполнительный механизм клапана, который регулирует количество проходящего через аппарат и помимо него воздуха, и на исполнительный механизм регулирующего клапана, установленного на трубопроводе подачи охлаждающей (греющей) среды.

Выбор способа регулирования параметров воздуха зависит от условий обработки воздуха и требований, предъявляемых к точности регулирования заданных параметров.

На предприятиях мясной и молочной промышленности наиболее распространены системы кондиционирования центральные одноканальные, одно- и многозональные, низкого давления, круглогодичные и летние прямоточные, а также системы с частичной и полной рециркуляцией, автономные и неавтономные.

§ 2. Центральные кондиционеры

В зависимости от производительности по воздуху и конструктивно-технологических особенностей центральные кондиционеры разделяют на секционные, блочно-секционные и агрегатные.

Центральные секционные кондиционеры. Их собирают из унифицированного оборудования (отдельных секций) в соответствии с заданным процессом обработки воздуха. Кондиционеры состоят из основных и вспомогательных секций. Основные секции предназначены для нагревания, сухого охлаждения, увлажнения, охлаждения с осушением или увлажнением, смешивания, распределения, перемещения и очистки воздуха от пыли, а вспомогательные — для соединения и обслуживания основных секций.

Для нагревания воздуха используют секции воздухонагревателей, собираемые из базовых теплообменников, которые могут быть без обводного канала (рис. 57, *а*) и с обводным каналом (рис. 57, *б*). Секции воздухонагревателей в центральных секционных кондиционерах размещают как перед камерой орошения (воздухонагреватели первого подогрева), так и после нее (воздухонагреватели второго подогрева). Техническая характеристика воздухонагревателей центральных секционных кондиционеров приведена в приложении XV (табл. 1).

Для сухого охлаждения воздуха и охлаждения его с осушением используют секции поверхностных неорошаемых воздухоохладителей, собираемые из базовых теплообменников. Теплообменники соединяют параллельно, последовательно и параллельно-последовательно. Поверхность теплообменников, используемых в секциях воздухоохладителей, может орошаться (поверхностные орошаемые воздухоохладители). В таких охладителях воздух можно охладить с одновременным осушением или увлажнением.

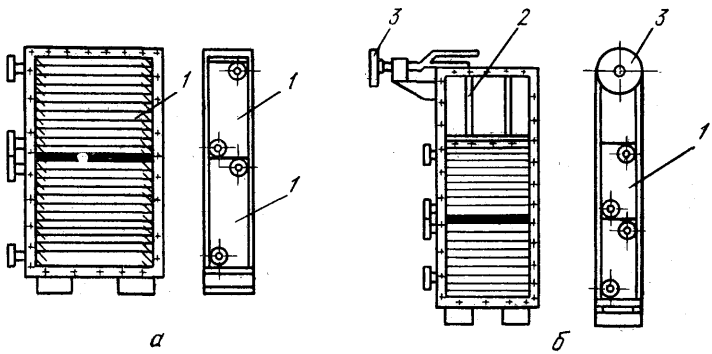


Рис. 57. Воздухонагреватель центрального секционного кондиционера:

а — без обводного канала: *б* — с обводным каналом и установленным в нем воздушным клапаном; *1* — базовый теплообменник; *2* — обводной воздушный клапан; *3* — привод клапана.

Секции поверхностных орошаемых и неорошаемых воздухоохладителей изготовляют без обводного канала.

Хладоносителем для поверхностных воздухоохладителей является холодная вода давлением не выше 8×10^5 Па.

При орошении теплообменников воздухоохладителя водой осуществляется частичная очистка воздуха, а также поверхности теплообменников от пыли и расширяется диапазон изменения параметров обрабатываемого воздуха. Давление воды, подаваемой в орошающее устройство воздухоохладителя, $1{,}2—1{,}5\cdot 10^5$ Па.

Техническая характеристика поверхностных орошаемых и неорошаемых воздухоохладителей центральных секционных кондиционеров приведена в приложении XV (табл. 2).

Для тепловой обработки воздуха (охлаждения или нагревания) с одновременным осушением или увлажнением его используют камеры орошения. Камеры устанавливают на поддоне, снабженном автоматическим шаровым клапаном для поддержания необходимого уровня воды, переливным устройством и сетчатым фильтром для ее очистки. Камеры изготовляют в основном с двумя рядами форсунок, плотность размещения которых в одном ряду 18 или 24 шт. на 1 м^2 поперечного сечения камеры. Камеры кондиционеров производительностью по воздуху 2,78 и 5,56 м^3/с выполняют с двумя и тремя рядами форсунок. Диаметр выпускного отверстия форсунок для всех секционных кондиционеров 3; 3,5; 4; 4,5; 5 и 5,5 мм.

Техническая характеристика камер орошения центральных секционных кондиционеров приведена в приложении XV (табл. 3).

Для смешивания и распределения воздушных потоков предназначены камеры смесительная и распределительная.

Камера смесительная состоит из рамы, передней и задней стенок и дна. На передней стенке камеры размещены герметичная дверца и муфты для установки датчиков контроля температуры и относительной влажности воздуха. На внутренней стороне передней стенки расположены экранирующие козырьки, предназначенные для защиты датчиков от прямого воздействия теплового излучения и герметичного светильника. В кондиционерах небольшой производительности по воздуху светильник расположен на задней стенке.

Камера распределительная предназначена для разделения воздушного потока по двум направлениям — прямо по оси кондиционера и вверх (перпендикулярно оси кондиционера). На передней стенке камеры расположены муфты для датчиков. С внутренней стороны передней стенки так же, как и в смесительных камерах, находятся козырьки, защищающие датчики от теплового излучения. В камере размещены направляющая перегородка, разделяющая воздушный поток на два, а на дне камеры — сливной патрубок для удаления влаги, сконденсировавшейся из воздуха.

Распределение воздуха на потоки, проходящие через теплообменные аппараты и обводные каналы аппаратов,

а также изменение количества воздуха, поступающего в кондиционер, осуществляют в секциях воздушных клапанов (проходные и сдвоенные секционные).

Клапаны проходные устанавливают в плоскости живого сечения кондиционера (на подаче наружного воздуха и в обводных каналах воздухонагревателей) и в плоскости, перпендикулярной живому сечению кондиционера (в воздуховоде подачи внутреннего воздуха в кондиционер и в обводных каналах камер орошения).

Воздушные клапаны могут быть с ручным, пневматическим и электрическим приводом.

Клапан сдвоенный секционный размещают перед секциями воздухонагревателей, имеющими обводной канал, и перед распределительными камерами. В первом случае они необходимы для изменения количества воздуха, проходящего через теплообменники воздухонагревателя и обводной канал, а во втором — для изменения количества воздуха, проходящего через верхний и нижний отсеки распределительной камеры.

Для перемещения обрабатываемого воздуха в кондиционере и от кондиционера к кондиционируемому помещению устанавливают вентиляторные агрегаты, состоящие из центробежного вентилятора и электродвигателя, которые соединены клиноременной или иной передачей и смонтированы на общей раме. Раму размещают на пружинных амортизаторах.

Техническая характеристика вентиляторных агрегатов центральных секционных кондиционеров приведена в приложении XV (табл. 4).

Очистку воздуха от пыли осуществляют в секциях масляных самоочищающихся фильтров. При необходимости более эффективной очистки воздуха от пыли применяют секции фильтров с объемным нетканым фильтрующим материалом, который представляет собой волокнистый холст из синтетических волокон. Холст проклеен жидким связующим веществом. По мере загрязнения фильтрующий материал периодически сменяют чистым, а запыленный материал можно использовать повторно после его регенерации (очистки).

К вспомогательным секциям относят секции поворотные, секции переходные к вентилятору, камеры обслуживания и выравнивания.

Секции поворотные предназначены для соединения

двух смежных секций кондиционера при расположении их под углом 90° друг к другу. Обычно их применяют в кондиционерах небольшой производительности (до 5,56 м³/с). Для выравнивания потока воздуха в секциях устанавливают направляющие лопатки.

Секции переходные к вентилятору предназначены для присоединения секций кондиционера к всасывающему патрубку вентилятора. Секции состоят из стенки, переходного конуса и служащей для виброизоляции мягкой вставки с присоединительным фланцем.

Камеры обслуживания предназначены для осмотра, ремонта, наладки и эксплуатации основных секций кондиционера.

Камеры выравнивания представляют собой воздушный короб, открытый с боковых сторон, и предназначены для выравнивания потока воздуха перед основными секциями кондиционера.

Камеры обслуживания, выравнивания, смесительные и распределительные устанавливают на опорах, а опоры в свою очередь крепят к фундаменту кондиционера.

Центральные секционные кондиционеры изготовляют только в горизонтальном исполнении. Общий вид центрального секционного кондиционера и принципиальная схема приведены на рис. 58. В кондиционере размещены клапаны для подачи наружного и внутреннего воздуха, смесительная камера, масляный фильтр, камера орошения, воздухонагреватели и вентиляторный агрегат, а также камеры обслуживания и секция переходная к вентилятору.

Кондиционер с таким расположением секций предназначен для обработки смеси наружного и внутреннего воздуха. Наружный воздух подогревается в воздухонагревателе первого подогрева, поступает в смесительную камеру, где смешивается в заданном количественном соотношении с внутренним воздухом. Затем смесь очищается от пыли в фильтре. Тепловлажностная обработка смеси воздуха осуществляется в камере орошения и воздухонагревателе второго подогрева. После обработки через систему распределения смесь подают в кондиционируемое помещение.

Расположение секций в центральных кондиционерах должно отвечать требуемому характеру тепловлажностной обработки воздуха.

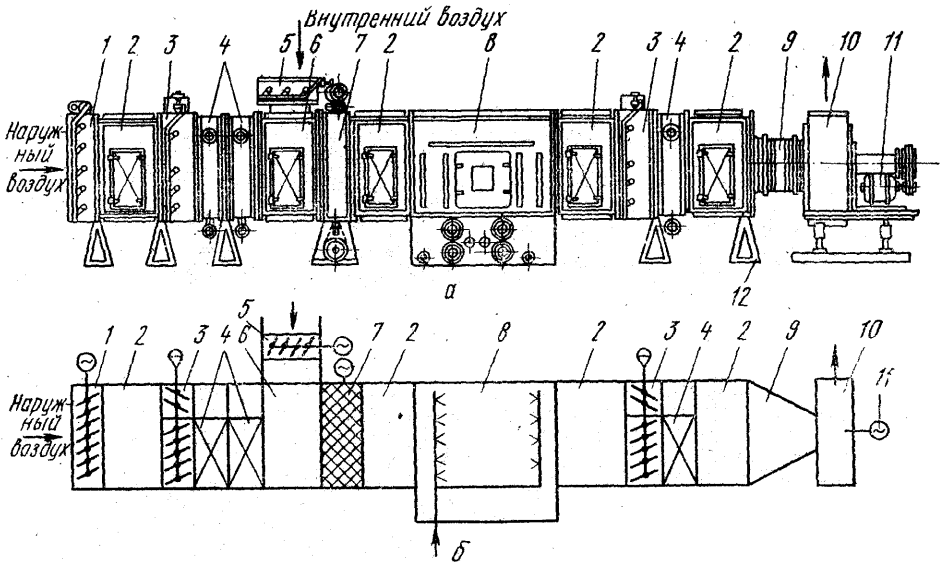


Рис. 58. Центральный секционный кондиционер:

а — общий вид; *б* — принципиальная схема; *1* — клапан для подачи наружного воздуха (с электрическим приводом); *2* — камера обслуживания; *3* — клапан сдвоенный секционный с пневматическим приводом; *4* — воздухонагреватель; *5* — клапан для подачи внутреннего воздуха (с электрическим приводом); *6* — камера смесительная; *7* — фильтр масляный самоочищающийся; *8* — камера орошения; *9* — секция переходная к вентилятору; *10* — вентилятор; *11* — электродвигатель; *12* — опора.

Центральные системы с использованием в качестве воздухообрабатывающих агрегатов секционных кондиционеров не автономны, т. е. тепло- и холодоснабжение

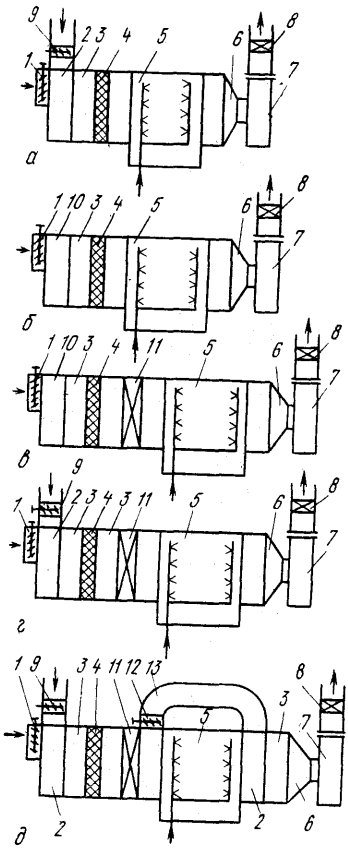


Рис. 59. Принципиальные схемы секционных агрегатированных кондиционеров:

а — для обработки наружного и внутреннего воздуха без первого подогрева при изоэнтальпическом или политропическом процессе в камере орошения;

б — для обработки наружного воздуха без первого подогрева при политропическом процессе в камере орошения;

в — для обработки наружного воздуха с первым подогревом при изоэнтальпическом процессе в камере орошения;

г — для обработки смеси наружного и внутреннего воздуха с первым подогревом при изоэнтальпическом процессе в камере орошения;

д — для обработки смеси наружного и внутреннего воздуха с первым подогревом при политропическом процессе в камере орошения, оборудованной обводным каналом: *1* — клапан наружного воздуха; *2* — смесительная камера; *3* — камера обслуживания; *4* — фильтр; *5* — камера орошения; *6* — секция переходная к вентилятору; *7* — вентилятор; *8* — воздухонагреватель второго подогрева; *9* — клапан внутреннего воздуха; *10* — камера выравнивания; *11* — воздухонагреватель первого подогрева; *12* — обводной клапан камеры орошения; *13* — обводной канал камеры орошения.

таких систем осуществляют от централизованных источников.

Центральные секционные кондиционеры могут изготовляться с определенным расположением секций (секционные агрегатированные кондиционеры).

Расположение секций в секционных агрегатированных кондиционерах соответствует следующим вариантам тепловлажностной обработки воздуха:

1. Смешивание наружного и внутреннего воздуха, бработка смеси в камере орошения и воздухонагревателе второго подогрева.

2. Обработка наружного воздуха в камере орошения и воздухонагревателе второго подогрева.

3. Обработка наружного воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, камере орошения и воздухонагревателе второго подогрева.

4. Смешивание наружного и внутреннего воздуха с последующей обработкой смеси воздуха в воздухонагревателе первого подогрева, камере орошения и воздухонагревателе второго подогрева.

5. Смешивание наружного и внутреннего воздуха и нагревание смеси в воздухонагревателе первого подогрева; тепловлажностная обработка части смеси в камере орошения; смешивание воздуха, обработанного в камере орошения, с необработанным и нагревание полученной смеси в воздухонагревателе второго подогрева.

Каждому варианту тепловлажностной обработки воздуха соответствует определенное исполнение секционного агрегатированного кондиционера. Во всех вариантах исполнения секционных агрегатированных кондиционеров воздухонагреватели первого и второго подогрева работают без воздушных клапанов (не имеют обводных каналов). Кроме того, воздухонагреватели второго подогрева размещены за вентилятором, что способствует равномерному перемешиванию воздушного потока и повышению точности регулирования температурного режима за воздухонагревателем.

В кондиционерах, принципиальная схема которых приведена на рис. 59, *а*, наружный воздух смешивают с внутренним. Количественное соотношение наружного и внутреннего воздуха зависит от наружных климатических условий, периода года, санитарной нормы подачи наружного воздуха и процесса обработки. Полученную смесь очищают от пыли в фильтре, а затем обрабатывают в камере орошения, увлажняя в холодный период и осушая в теплый период года. Обработанную смесь нагревают в воздухонагревателе второго подогрева.

В этих кондиционерах необходимые параметры в кондиционируемом помещении поддерживаются в течение всего года. Следовательно, системы, оборудованные такими кондиционерами, являются круглогодичными.

В кондиционерах, принципиальная схема которых приведена на рис. 59, *б*, обработке подвергают только наружный воздух. После очистки от пыли воздух охлаждают и осушают в камере орошения, а затем при необходимости дополнительно нагревают в воздухонагревателе второго подогрева. Такие кондиционеры называют охладительно-осушительными, а системы, оборудованные ими, — летними, так как они поддерживают заданные параметры воздуха в кондиционируемом помещении только в теплый период года.

В кондиционерах, принципиальная схема которых приведена на рис. 59, *в*, наружный воздух нагревают в воздухонагревателе первого подогрева, увлажняют в камере орошения, а затем дополнительно обрабатывают в воздухонагревателе второго подогрева. Такие кондиционеры называют нагревательно-увлажнительными, а центральные системы, оборудованные такими кондиционерами, — зимними, так как они могут поддерживать на постоянном уровне заданные параметры воздуха в кондиционируемом помещении только в холодный период года.

Кондиционеры, принципиальная схема которых приведена на рис. 59, *г*, являются также нагревательно-увлажнительными и отличаются от предыдущих только тем, что предназначены для обработки смеси наружного и внутреннего воздуха.

Кондиционеры, принципиальная схема которых приведена на рис. 59, *д*, могут работать и поддерживать постоянными параметры внутреннего воздуха в течение всего года. В холодный период года работа этих кондиционеров аналогична работе кондиционеров, схема которых приведена на рис. 59, *г*. При этом обводной клапан камеры орошения полностью закрыт, и вся смесь, предварительно нагретая в воздухонагревателе первого подогрева, проходит через камеру орошения, а затем дополнительно нагревается в воздухонагревателе второго подогрева. В теплый период года воздухонагреватель первого подогрева отключают и открывают обводной клапан камеры орошения. При этом воздух проходит частично через камеру орошения, а частично через обводной канал. Охлажденный и осушенный воздух смешивается в смесительной камере, установленной после камеры орошения, с воздухом, прошедшим обводной ка-

нал, и нагревается в воздухонагревателе второго подогрева.

Центральные блочно-секционные кондиционеры. Они представляют собой секционные агрегаты, в которых оборудование для обработки воздуха размещено в нескольких блоках. Тепловлажностная обработка воздуха в таких кондиционерах может иметь различный характер, в соответствии с которым осуществляют взаимное расположение блоков. Кондиционеры изготовляют в горизонтальном, вертикальном и горизонтально-вертикальном исполнении.

Блочно-секционные кондиционеры характеризуются универсальностью сборки, компактностью, незначительными габаритными размерами и массой по сравнению с секционными кондиционерами, а также возможностью их размещения на перекрытиях и подвешивания под потолком. Указанные преимущества значительно расширяют область применения центральных кондиционеров. Техническая характеристика центральных блочно-секционных кондиционеров приведена в приложении XVI.

Центральные блочно-секционные кондиционеры могут быть с автономным и неавтономным холодоснабжением. В первом случае в кондиционер встраивают холодильную машину с конденсатором водяного или воздушного охлаждения. Во втором случае холодоснабжение кондиционеров осуществляют от централизованных источников, имеющихся на предприятии.

Центральные кондиционеры широко распространены на предприятиях мясной промышленности. Их применяют при технологическом, комфортно-технологическом и комфортном кондиционировании помещений мясоперерабатывающих, колбасных и колбасно-кулинарных заводов. В последнее время их начинают использовать и при кондиционировании городских молочных заводов, специализированных молочных заводов и молочноконсервных заводов.

Агрегатные кондиционеры. На предприятиях молочной промышленности, особенно на сыродельных заводах, широко применяют агрегатные кондиционеры конструкции ВНИХИ (рис. 60). Кондиционеры состоят из смесительной камеры с клапаном наружного воздуха, поверхностного воздухоохладителя, калорифера с обводным воздушным клапаном, вентиляторного агрегата и паро-

вого увлажняющего устройства, смонтированных на общей раме.

Наружный и внутренний воздух подают в смесительную камеру и смешивают таким образом, чтобы количество наружного воздуха составляло 7—10%. Затем смесь воздуха охлаждают в поверхностном воздухоохладителе и подогревают в калорифере. Обработанную смесь дополнительно увлажняют с помощью парового увлажняющего устройства, установленного в приточном воздуховоде. Техническая характеристика агрегатных кондиционеров конструкции ВНИХИ приведена в приложении XVII.

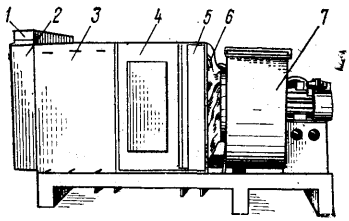


Рис. 60. Общий вид центрального агрегатного кондиционера конструкции ВНИХИ:

1 — клапан наружного воздуха; *2* — смесительная камера; *3* — воздухоохладитель; *4* — промежуточная камера; *5* — калорифер; *6* — мягкая вставка; *7* — вентилятор.

Агрегатные кондиционеры конструкции ВНИХИ могут быть с неавтономным и автономным холодоснабжением. При неавтономном холодоснабжении в кондиционерах устанавливают поверхностные воздухоохладители рассольного и аммиачного охлаждения, при автономном — воздухоохладители фреоновые. При этом фреоновая холодильная машина входит в состав кондиционера.

§ 3. Местные кондиционеры

Местные кондиционеры применяют при комфортном кондиционировании небольших производственных и общественных помещений (красные уголки, конференц-залы, залы конструкторских бюро, экспериментально-производственные лаборатории, столовые, отдельные кабинеты и т. п.).

Местные неавтономные кондиционеры имеют подводку тепло- и холодоносителя от централизованных источников тепла и холода. Такие кондиционеры могут быть оконного и шкафного типа.

Местный неавтономный кондиционер оконного типа

(рис. 61) состоит из корпуса, патрубка с утепленным клапаном для подачи наружного воздуха, жалюзийной решетки для подачи внутреннего воздуха, фильтра, теплообменника, вентилятора с электродвигателем и жалюзийной решетки для подачи приточного воздуха в кондиционируемое помещение. Кондиционер может работать на наружном воздухе или на смеси наружного и внутреннего воздуха. С помощью вентилятора смесь воздуха подают в нижнюю часть кондиционера, в которой

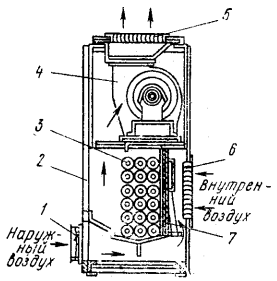


Рис. 61. Местный неавтономный кондиционер оконного типа:

1 — патрубок с утепленным клапаном; *2* — корпус; *3* — теплообменник; *4* — вентилятор с электродвигателем; *5* — жалюзийная решетка для подачи приточного воздуха в помещение; *6* — жалюзийная решетка для подачи внутреннего воздуха в кондиционер; *7* — фильтр.

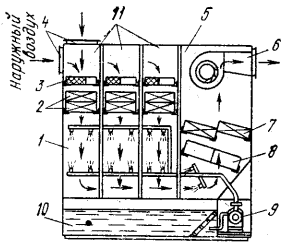


Рис. 62. Местный неавтономный кондиционер шкафного типа:

1 — камера орошения; *2* — калорифер первого подогрева; *3* — фильтр; *4* — клапаны наружного и внутреннего воздуха; *5* — вспомогательная секция; *6* — вентилятор; *7* — калорифер второго подогрева; *8* — сепаратор-каплеуловитель; *9* — насос; *10* — поддон; *11* — секция тепловлажностной обработки воздуха.

она проходит через фильтр, а затем поднимается в верхнюю часть, где смесь подвергают обработке в теплообменнике. В трубах теплообменника циркулирует тепло- или холодоноситель.

Эти кондиционеры устанавливают под окнами (открыто или в нишах) непосредственно в кондиционируемых помещениях. Производительность по воздуху таких кондиционеров обычно не превышает 0,25 м^3/с.

Местные неавтономные кондиционеры шкафного типа (рис. 62) предназначены для комфортного и технологического кондиционирования и могут работать как круглогодично, так и в определенные периоды года в зависимости от заданных условий.

Кондиционер состоит из вспомогательной секции и секций тепловлажностной обработки воздуха. Во вспомогательной секции обычно размещены вентиляторный агрегат, каплеуловитель, насос и калорифер второго подогрева, а в секциях тепловлажностной обработки — клапаны наружного и внутреннего воздуха, фильтр, калорифер первого подогрева и камера орошения.

Теплоносителем является горячая вода. Калорифер первого подогрева работает на горячей воде температурой 70—130° С, а калорифер второго подогрева — на горячей воде температурой 40—70° С. Холодоноситель — вода температурой 2—10° С.

Кондиционер может работать на одном наружном воздухе, на смеси наружного и внутреннего воздуха или полностью на внутреннем воздухе.

В холодный период года наружный воздух смешивают с внутренним, очищают от пыли, нагревают в калорифере первого подогрева (в теплый период калорифер отключен) и увлажняют в камере орошения. В теплый период года смесь охлаждают и осушают в камере орошения. Затем в нижней части кондиционера воздух меняет направление, проходит через каплеуловитель, калорифер второго подогрева и с заданными параметрами поступает в кондиционируемое помещение.

Техническая характеристика местных неавтономных кондиционеров шкафного типа приведена в приложении XVIII.

Принципиальная схема местных неавтономных кондиционеров с централизованными источниками тепла и холода приведена на рис. 63. От централизованных источников теплоноситель (в холодное время года) и холодоноситель (в теплое время года) поступают в теплообменники кондиционеров. Из теплообменников теплоили холодоноситель по обратному трубопроводу возвращается к источникам тепла или холода. В качестве источников тепла можно использовать пароводяные подогреватели, специально предусмотренные для питания кондиционеров горячей водой, централизованные бойлерные установки предприятий и т. п., а в качестве источников холода — фреоновые холодильные машины, предназначенные для питания кондиционеров холодной водой или рассолом, и центральные системы холодоснабжения предприятий.

Местные автономные кондиционеры могут быть так же, как и неавтономные, оконного и шкафного типа.

Принципиальная схема автономного кондиционера оконного типа приведена на рис. 64. Кондиционер состоит из наружного и внутреннего отсеков. Наружный отсек располагают вне помещения, а внутренний — в помещении. В наружном отсеке размещены компрессор, конденсатор, осушитель, расширитель и вентилятор

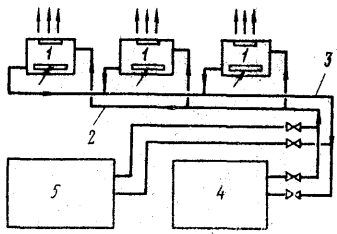


Рис. 63. Принципиальная схема местных неавтономных кондиционеров с централизованными источниками тепла и холода:

1 — кондиционер; *2* — подающий грубопровод (тепло- или холодоносителя); *3* — обратный трубопровод; *4, 5* — источники тепла и холода.

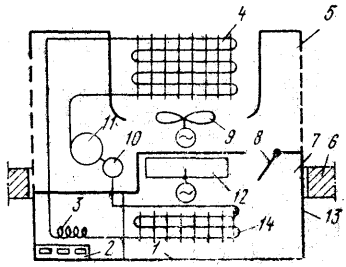


Рис. 64. Местный автономный кондиционер оконного типа:

1 — фильтр; *2* — панель управления; *3* — капиллярная трубка; *4* — конденсатор; *5* — наружный отсек; *6* — оконный проем; *7* — внутренний отсек; *8* — заслонка; *9* — вентилятор конденсатора; *10* — расширитель; *11* — компрессор; *12* — вентилятор для подачи воздуха в помещение; *13* — корпус; *14* — испаритель.

конденсатора, а во внутреннем — воздушный фильтр, испаритель, вентилятор для подачи воздуха в помещение, термостат (для автоматического регулирования температуры воздуха), пульт управления и заслонка, регулирующая количество наружного воздуха, подаваемого в помещение (до 15%).

В кондиционере наружный воздух смешивается с внутренним, охлаждается, осушается и очищается от пыли. Следовательно, кондиционер может работать только в теплый период года (летний кондиционер).

Автономные кондиционеры оконного типа устанавливают в оконном проеме помещения. Производительность по воздуху 0,2 м^3/с, холодопроизводительность 3000 Вт.

Автономные кондиционеры шкафного типа работают

круглогодично. Их можно установить как в кондиционируемом помещении, так и вне его. При размещении кондиционеров за пределами помещения приточный воздух подают в кондиционируемое помещение с помощью распределительного воздуховода. В холодный период года воздух в таких кондиционерах нагревается трубчатыми электронагревателями или холодильной машиной, работающей по принципу теплового насоса. Использование холодильной машины как теплового насоса наиболее целесообразно, так как значительно повышается коэффициент использования оборудования, а также эффективность потребления электроэнергии.

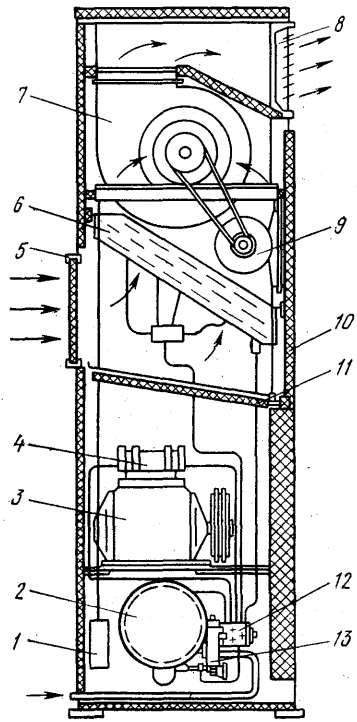


Рис. 65. Местный автономный кондиционер шкафного типа:

1 — электроаппаратура; *2* — конденсатор; *3* — электродвигатель компрессора; *4* — осушитель; *5* — воздухозаборный патрубок с фильтром; *6* — теплообменник; *7* — вентилятор; *8* — приточная решетка; *9* — электродвигатель вентилятора; *10* — корпус; *11* — поддон; *12* — четырехходовый вентиль для ручного переключения на режим охлаждения и нагревания воздуха; *13* — водорегулирующий вентиль.

Автономный кондиционер шкафного типа (рис. 65) работает полностью на внутреннем воздухе. Из помещения воздух забирают в кондиционер через воздухозаборный патрубок, обрабатывают в фильтре и теплообменнике, а затем вентилятором снова подают в помещение. В теплый период теплообменник работает как воздухоохладитель, а в холодный — как воздухонагреватель. С работы в режиме охлаждения на работу в режиме нагревания воздуха теплообменник переключают четырехходовым вентилем. Фильтр, теплообменник и вентилятор размещены в верхней секции кондиционера, а холодильная машина — в нижней (машинном отделении). Конденсатор холодильной машины

имеет водяное охлаждение, для чего в машинном отделении размещены трубопроводы для подвода и слива воды. Холодильным агентом в таких кондиционерах является фреон-22.

Техническая характеристика местных автономных кондиционеров шкафного типа приведена в приложении XVIII.

Воздух из кондиционеров (автономных и неавтономных) подают в помещения, как правило, через приточную жалюзийную решетку. Поэтому зона действия кондиционера ограничена. На размеры зоны действия и эффективность распределения приточного воздуха влияют не только вид воздухораспределительного устройства, но и конструктивные особенности кондиционеров, планировка помещений и степень их насыщенности оборудованием, расположение рабочих мест, а также размещение кондиционеров в помещении. Местные кондиционеры с верхней подачей приточного воздуха не следует устанавливать вблизи стен и других ограждающих конструкций.

Данные, характеризующие условный радиус действия приточной струи, создаваемой местными кондиционерами с верхней подачей воздуха в помещения высотой 3 м и степенью насыщенности объема помещений оборудованием не более 20%, приведены в табл. 22.

Таблица 22

Производительность по воздуху, м³/с (м³/ч)	Рабочая разность температур, °С, не более	Радиус действия приточной струи, м
4,45 (1600)	13	4,5
0,28 (1000)	10	3,6
0,14 (500)	10	1,4

Для расширения зоны действия приточной струи и эффективности распределения воздуха местными системами кондиционирования применяют приточные регулирующие решетки и эжекционные воздухораспределители с изменением угла установки жалюзи и лопаток закручивателей.

Глава X

ПРОЦЕССЫ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

§ 1. Процессы обработки воздуха при технологическом кондиционировании

Работа системы кондиционирования определяется требуемым процессом обработки воздуха, который можно наглядно показать на I—d-диаграмме.

При технологическом кондиционировании обработка воздуха в основном состоит из нагревания и нагревания с увлажнением или с осушением, охлаждения и охлаждения с увлажнением или с осушением. Последовательность процессов тепловлажностной обработки воздуха зависит от характера основного технологического процесса, осуществляемого в кондиционируемом объекте, от величины тепловлажностного отношения изменения состояния воздуха в нем, от заданных параметров внутреннего воздуха и наружных климатических условий.

На предприятиях мясной и молочной промышленности технологическое кондиционирование воздуха осуществляют при проведении следующих технологических процессов: размораживание мяса, варка вареных, варенокопченых и полукопченых колбас, воздушное охлаждение вареных и варено-копченых колбас, сушка полукопченых и сырокопченых колбас и созревание сыров.

Основным назначением систем технологического кондиционирования является поддержание в кондиционируемых объектах [1] требуемых по основной технологии параметров воздушной среды.

Особо следует отметить процессы обработки мясных продуктов в дымовоздушной среде (обжарка и копчение колбасных изделий). При осуществлении этих процессов необходимо поддерживать не только определенные значения температуры, относительной влажности и скорости движения среды, но и состав коптильного дыма. Поэтому обработка дымовоздушной смеси имеет специфические особенности и рассматривается в специальных руководствах.

[1] Кондиционируемые объекты, в которых осуществляются технологические процессы, обычно называют камерами (камеры для размораживания мяса, камеры для сушки сырокопченой колбасы и т. п.).

Процессы обработки воздуха для камер размораживания мясных полутуш показаны на I—d-диаграмме (рис. 66).

При размораживании мясных полутуш для колбасного производства параметры внутреннего воздуха следующие: температура 20° С, относительная влажность 90%, температура точки росы ~ 18° С.

Неустановившийся процесс размораживания мясных полутуш характеризуется двумя стадиями: на первой — температура поверхности полутуш повышается от началь-

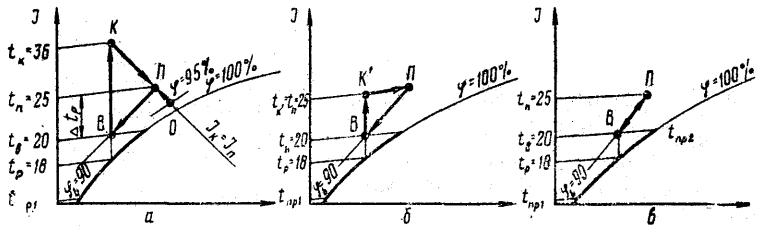


Рис. 66. Построение процессов обработки воздуха при размораживании мяса и мясопродуктов:

а — с увлажнением водой; *б* — с увлажнением паром; *в* — с увлажнением в калорифере с орошаемой поверхностью.

ной $t_{пр_1}$ до температуры точки росы $t_р$ внутреннего воздуха, на второй — температура поверхности повышается от температуры точки росы $t_р$ внутреннего воздуха до температуры воздуха $t_в$ в камере. При установившемся процессе температура поверхности полутуш остается постоянной и примерно равной температуре $t_в$.

При расчете процесса кондиционирования условно принимают, что парциальное давление водяного пара у поверхности мясных полутуш равно парциальному давлению насыщения при температуре, соответствующей температуре поверхности продукта. Поэтому при изображении на I—d-диаграмме процессов обработки воздуха значение температуры поверхности продукта соответствует точкам, расположенным на линии $\varphi = 100\%$.

На первой стадии неустановившегося процесса размораживания полутуш, когда температура их поверхности изменяется от $t_{пр_1} = -18$ до $+18$° С, происходит конденсация влаги из воздуха. Обработка воздуха заключается

в его нагревании и увлажнении. На этой стадии система кондиционирования потребляет максимальное количество тепла и влаги.

Во второй стадии неустановившегося процесса размораживания, когда температура поверхности мяса становится выше температуры точки росы, но еще не достигает своего предельного значения, влага испаряется с поверхности полутуш. Как только температура поверхности полутуш станет равной $t_в$, система кондиционирования начинает работать в установившемся режиме. При этом расход энергии минимален, и энергия тратится только на поддержание заданных параметров воздуха в камере размораживания. Таким образом, при проведении процесса размораживания мяса система кондиционирования воздуха характеризуется неравномерной нагрузкой.

Процесс обработки воздуха в системе, оборудованной камерой орошения (рис. 66, *а*) заключается в нагревании, изоэнтальпическом увлажнении его части и смешивании увлажненного воздуха с неувлажненным. Процесс нагревания изображают линией *В—К*, увлажнения — линией *К—О* (точка *О* на линии $\varphi=95\%$ характеризует параметры воздуха, выходящего из камеры орошения). Прямая *К—О* одновременно представляет собой линию процесса смешивания воздуха состояния *К* (точка *К* характеризует параметры воздуха, выходящего из калорифера) с воздухом состояния *О*. Параметры точки смеси соответствуют параметрам точки *П*, характеризующей состояние приточного воздуха. Процесс изменения состояния приточного воздуха в камере размораживания протекает по линии *П—В*.

Принципиальная схема системы кондиционирования, оборудованной камерой орошения, приведена на рис. 67, *а*. Воздух из камеры размораживания забирают вентилятором кондиционера, нагревают в калорифере, а затем подают в камеру орошения, обводной канал и смесительную камеру. В смесительной камере увлажненный воздух смешивают с неувлажненным. Полученную смесь заданных параметров подают в камеру размораживания.

Количество тепла, подводимого к воздуху в калорифере, определяют согласно построению на *I—d*-диаграмме процесса обработки воздуха по разности между значениями энтальпии воздуха на выходе из калорифера и входе в него

$$Q_н = L\,(I_к - I_в)\,10^3, \qquad (44)$$

где $Q_н$ — количество тепла, подводимого к воздуху в калорифере, Вт;
$I_к$, $I_в$ — энтальпия воздуха на выходе из калорифера и внутреннего воздуха, кДж/кг.

Количество влаги, подводимой к воздуху в камере орошения, можно определить согласно построению процесса на I—d-диаграмме по разности между значениями влагосодержания воздуха на выходе из камеры орошения и входе в нее

$$W_{ор} = L_{ор}\,(d_о - d_к)\,10^{-3},$$

где $W_{ор}$ — количество влаги, подводимой к воздуху в камере орошения, кг/с;
$L_{ор}$ — количество воздуха, проходящего через камеру орошения, кг/с;
$d_о$, $d_к$ — влагосодержание воздуха на выходе из камеры орошения и входе в нее, г/кг.

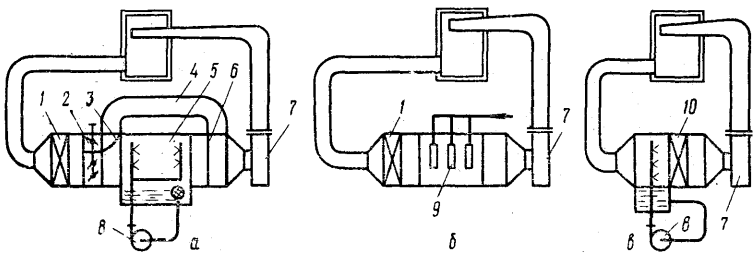


Рис. 67. Принципиальные схемы систем кондиционирования, применяемых при размораживании мяса и мясопродуктов и оборудованных камерой орошения (*а*), паровым увлажнителем (*б*) и калорифером с орошаемой поверхностью (*в*):

1 — калорифер с неорошаемой поверхностью; *2* — клапан сдвоенный секционный; *3* — камера распределительная; *4* — обводной канал; *5* — камера орошения; *6* — смесительная камера; *7* — вентилятор; *8* — насос; *9* — паровой увлажнитель; *10* — калорифер с орошаемой поверхностью.

Для определения количества воздуха, проходящего через камеру орошения, используют пропорцию, составленную относительно искомой величины $L_{ор}$,

$$L_{ор} = L\,\frac{К - П}{К - О},$$

где $К$—$П$ и $К$—$О$ — отрезки, пропорциональные количеству воздуха, проходящему через камеру орошения и обводной канал.

Процесс обработки воздуха с увлажнением его в устройстве местного увлажнения состоит из процессов нагревания и увлажнения (линии $B—K$ и $K—П$, см. рис. 66, *а*). При таком процессе в кондиционере устанавливают только калорифер и вентилятор, а устройство для увлажнения — форсунки тонкого распыления — располагают непосредственно в камере размораживания. При этом количество тепла, подводимого к воздуху в калорифере, рассчитывают по формуле (44), а количество влаги, подводимой в устройстве местного увлажнения водой, составляет

$$W_{\text{местн}} = L\,(d_{\text{п}} - d_{\text{к}})\,10^{-3},$$

где $W_{\text{местн}}$ — количество влаги, подводимой к воздуху в местном устройстве увлажнения водой, кг/с;
$d_{\text{п}}$ — влагосодержание приточного воздуха, г/кг.

При обработке с использованием процесса увлажнения паром (см. рис. 66, *б*) воздух нагревают в калорифере (линия $B—K'$) и увлажняют в паровом увлажнителе при температуре, равной температуре приточного воздуха (линия $K'—П$).

Принципиальная схема системы кондиционирования, оборудованной паровым увлажнителем, приведена на рис. 67, *б*.

На основании построения процесса в $I—d$-диаграмме определяют количество тепла, подводимого к воздуху в калорифере и паровом увлажнителе, а также количество влаги, подводимой к воздуху в паровом увлажнителе,

$$Q_{\text{к}} = L\,(I_{\text{к}'} - I_{\text{в}})\,10^3, \qquad (45)$$

$$Q_{\text{пар}} = L\,(I_{\text{п}} - I_{\text{к}'})\,10^3, \qquad (46)$$

$$W_{\text{пар}} = L\,(d_{\text{п}} - d_{\text{к}'})\,10^{-3}, \qquad (47)$$

где $I_{\text{к}'}$ — энтальпия воздуха, выходящего из калорифера в системе с паровым увлажнителем, кДж/кг;
$I_{\text{п}}$ — энтальпия приточного воздуха, кДж/кг;
$Q_{\text{пар}}$ — количество тепла, подводимого к воздуху в паровом увлажнителе, Вт;
$W_{\text{пар}}$ — количество влаги, подводимой к воздуху в паровом увлажнителе, кг/с;
$d_{\text{к}'}$ — влагосодержание воздуха, выходящего из калорифера в системе с паровым увлажнителем, г/кг.

Построение процесса обработки воздуха с увлажнением его в калорифере с орошаемой поверхностью приведено на рис. 66, *в*. Линия $B—П$ характеризует процесс

нагревания обрабатываемого воздуха с одновременным увлажнением его в калорифере, поверхность которого орошают водой, а линия *П—В* — процесс изменения состояния воздуха в камере размораживания. Принципиальная схема системы кондиционирования приведена на рис. 67, *в*.

Количество тепла и влаги, подводимых к воздуху в калорифере с орошаемой поверхностью, определяют из построения процесса на *I—d*-диаграмме.

$$Q_н = L(I_п - I_в)\,10^3,$$

$$W_н = L(d_п - d_в)\,10^{-3},$$

где $W_н$ — количество влаги, подводимой к воздуху в калорифере с орошаемой поверхностью, кг/с.

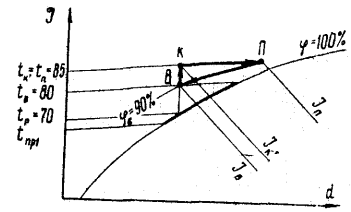


Рис. 68. Построение процесса обработки воздуха при варке колбас.

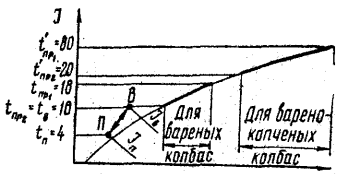


Рис. 69. Построение процесса обработки воздуха при охлаждении колбас.

Варка вареных, варено-копченых и полукопченых колбас осуществляется в теплом влажном воздухе (паровоздушная среда), температура которого 80—85° С и относительная влажность 90%.

Изменение состояния паровоздушной среды при варке показано на *I—d*-диаграмме (рис. 68). Линия *В—К'* характеризует процесс нагревания, линия *К'—П* — процесс изотермического увлажнения, а линия *П—В* — процесс изменения состояния паровоздушной среды непосредственно в варочной камере. Таким образом, схема обработки паровоздушной среды при варке колбас принципиально не отличается от схемы обработки воздуха при размораживании мяса в системах с паровым увлажнителем. Поэтому принципиальная схема системы кондиционирования камеры для варки колбас аналогична схеме системы кондиционирования камеры для размораживания мяса, оборудованной паровым увлажнителем.

Количество тепла и влаги, подводимых к воздуху в калорифере и паровом увлажнителе, определяют по формулам (45), (46) и (47).

При воздушном охлаждении вареных и варено-копченых колбас влага постоянно испаряется с поверхности колбасных батонов, так как температура обрабатываемого продукта выше температуры воздуха.

В I—d-диаграмме показаны процесс изменения состояния воздуха при охлаждении колбас (линия $П$—$В$) и изменения температуры поверхности колбасных изделий при их охлаждении (рис. 69). Линия, характеризующая изменение состояния воздуха в поверхностном воздухоохладителе (линия $В$—$П$), совпадает с линией $П$—$В$, но имеет противоположное направление. Это значит, что нагревание и увлажнение воздуха в камере охлаждения компенсируется его охлаждением и осушением в поверхностном воздухоохладителе.

Камеры воздушного охлаждения обычно оснащают несколькими поверхностными воздухоохладителями, оборудованными вентиляторами и равномерно расположенными по всему объему камеры, или воздухоохладителями, установленными в кондиционере.

Общее количество тепла и влаги, отводимых от воздуха в поверхностных воздухоохладителях, определяют из построения процесса на I—d-диаграмме по разности энтальпий и влагосодержаний воздуха на входе в воздухоохладитель и выходе из него.

При сушке полукопченых колбас применяют полную рециркуляцию внутреннего воздуха. Построение на I—d-диаграмме процесса обработки воздуха приведено на рис. 70, *а, б*. Температура продукта при сушке изменяется от $t_{пр_1}$, равной 40° С, до $t_{пр_2}$, равной температуре внутреннего воздуха (12° С). При таком изменении температуры продукта влага с поверхности колбасных батонов постоянно испаряется, поступает в воздух сушильной камеры и увлажняет его. Поэтому в кондиционере воздух необходимо охладить и осушить с помощью холодной воды в камере орошения или холодной поверхности труб поверхностного воздухоохладителя.

Если весь воздух обрабатывают в камере орошения или поверхностном воздухоохладителе (см. рис. 70, *а*), то процесс охлаждения и осушения его происходит по линии $В$—$О$ (точка $О$ характеризует состояние воздуха, выходя-

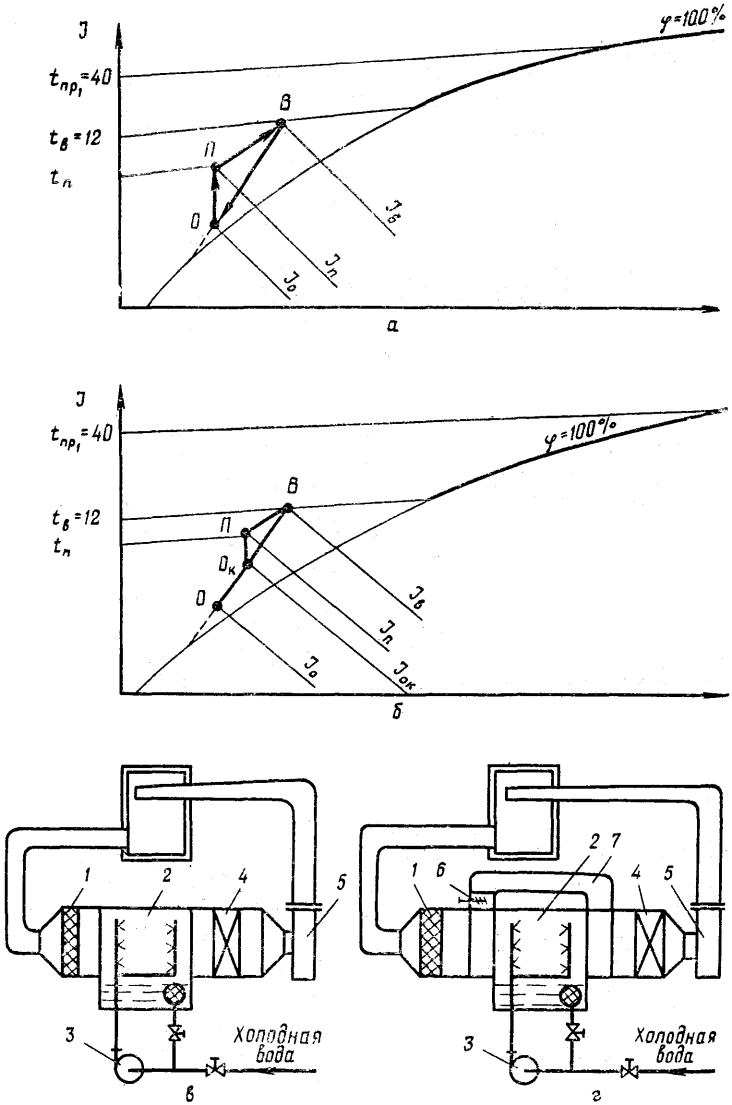


Рис. 70. Системы кондиционирования воздуха при сушке полукопченых колбас:

а, б — построение процессов обработки с постоянным и переменным количеством воздуха, проходящего через камеру орошения; *в* — принципиальная схема системы с постоянным количеством воздуха, проходящего через камеру орошения; *г* — принципиальная схема системы с переменным количеством воздуха, проходящего через камеру орошения; *1* — фильтр; *2* — камера орошения; *3* — насос; *4* — воздухонагреватель; *5* — вентилятор; *6* — обводной клапан; *7* — обводной канал.

щего из камеры орошения или поверхностного воздухоохладителя). Затем воздух состояния O нагревают до точки $П$, характеризующей состояние приточного воздуха (линия $O—П$).

Построение процесса кондиционирования в случае, когда количество воздуха, проходящего через камеру орошения или поверхностный воздухоохладитель, переменно, приведено на рис. 70, *б*. Процесс охлаждения и осушения воздуха, подаваемого в сушильную камеру, изображается линией $В—О_к$, а нагревания — линией $О_к-П$. Прямая $В—О$ в данном случае представляет собой линию, характеризующую одновременно охлаждение и осушение воздуха, проходящего через камеру орошения или поверхностный воздухоохладитель, и смешивание охлажденного и осушенного воздуха с воздухом, проходящим через обводной канал. Точка $О_к$, расположенная на пересечении линии постоянного влагосодержания $d_п = \text{const}$ с линией $В—О$, характеризует параметры смеси воздуха.

Принципиальная схема системы кондиционирования с постоянным количеством воздуха, проходящего через камеру орошения, приведена на рис. 70, *в*. Внутренний воздух из сушильной камеры забирают вентилятором и подают в кондиционер, где он очищается от пыли в фильтре, охлаждается и осушается в камере орошения и нагревается в воздухонагревателе. Затем воздух с заданными параметрами приточного воздуха подают в сушильную камеру. Количества тепла и влаги, отводимых от воздуха в камере орошения, равны

$$Q_{охл} = L(I_в - I_о)\,10^3,$$

$$W_{осуш} = L(d_в - d_о)\,10^{-3},$$

где $Q_{охл}$ — количество тепла, отводимого от воздуха в камере орошения, Вт;

$W_{осуш}$ — количество влаги, отводимой от воздуха в камере орошения, кг/с.

Количество тепла, подводимого к воздуху в воздухонагревателе, определяют по формуле (44).

Принципиальная схема системы кондиционирования с переменным количеством воздуха, проходящего через камеру орошения, приведена на рис. 70, *г*. Воздух из сушильной камеры подают в кондиционер, где он проходит обработку в фильтре, частично в камере орошения, а затем в смесительной камере и воздухонагревателе.

Количество тепла, отводимого от воздуха в камере орошения и подводимого к нему в воздухонагревателе, а также количество влаги, отводимой от воздуха, определяют по следующим формулам

$$Q_{охл} = L_{ор}(I_в - I_о)\,10^3,$$

$$Q_{охл} = L(I_в - I_{ок})\,10^3,$$

$$Q_н = L(I_п - I_{ок})\,10^3,$$

$$W_{осуш} = L_{ор}(d_в - d_о)\,10^{-3},$$

$$W_{осуш} = L(d_в - d_{ок})\,10^{-3},$$

где $I_{ок}$ — энтальпия смеси воздуха за камерой орошения, кДж/кг;
$d_{ок}$ — влагосодержание смеси воздуха за камерой орошения, г/кг.

Количество воздуха, проходящего через камеру орошения, $L_{ор}$ можно найти на основании пропорции

$$L_{ор} = L\,\frac{O_к - B}{O - B},$$

где $O_к - B$ и $O - B$ — отрезки, пропорциональные соответственно количеству воздуха, проходящему через камеру орошения, и общему количеству циркулирующего воздуха.

Обработка воздуха при сушке сырокопченых колбас зависит от конструкции сушильных камер. Если сушильные камеры являются помещениями зального типа, то на микроклимат таких камер существенное влияние оказывает состояние наружного воздуха, параметры которого в течение всего года изменяются в широких пределах. В результате чего значительно варьируется величина тепловлажностного коэффициента, характеризующего изменение состояния воздуха в сушильных камерах в теплый и холодный периоды года. Поэтому обработку воздуха в системах кондиционирования таких сушильных камер выполняют аналогично обработке, применяемой в системах кондиционирования сушильных камер для полукопченых колбас.

При сушке сырокопченых колбас в камерах, представляющих собой самостоятельные изолированные конструкции, можно применять обработку воздуха, предусматривающую его изоэнтальпическое осушение. Это вызвано тем, что в камерах такой конструкции поступления (потери) тепла вследствие изменения параметров наружного воздуха отсутствуют. Поступление тепла от про-

дукта при сушке сырокопченых колбас незначительно и в среднем не превышает 10 Вт на 1 т. Суммарное поступление тепла и влаги от продукта и ограждающих конструкций определяет значение тепловлажностного коэффициента в пределах ±400 кДж/кг. Следовательно, можно принять, что сушка сырокопченых колбас в изолированных камерах практически происходит изоэнтальпически, а подводимое тепло расходуется только на испарение влаги.

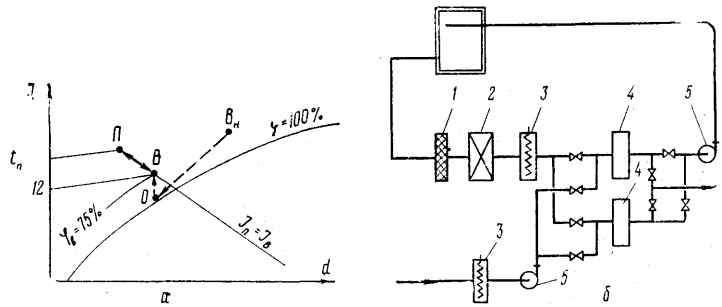


Рис. 71. Система кондиционирования с изоэнтальпическим осушением воздуха при сушке сырокопченых колбас:

а — построение процесса обработки воздуха;
б — принципиальная схема системы; *1* — фильтр; *2* — поверхностный воздухоохладитель; *3* — электрокалорифер; *4* — адсорбер; *5* — вентилятор.

Построение процесса кондиционирования, предусматривающего изоэнтальпическое осушение воздуха в камерах для сушки сырокопченых колбас, приведено на рис. 71, *а*. Приточный воздух с параметрами, определяемыми точкой *П*, подают в камеру для сушки, где в результате контакта с продуктом он увлажняется до состояния *В* (точка *В* характеризует усредненные параметры воздуха на выходе из рабочей зоны). Сначала отработавший воздух осушают в силикагелевом адсорбере (процесс осушения происходит изоэнтальпически по линии *В*—*П*), а затем снова подают в сушильную камеру. Принципиальная схема системы кондиционирования, предусматривающая изоэнтальпическое осушение воздуха, приведена на рис. 71, *б*. Основными аппаратами этой системы являются два адсорбера, работающих попеременно. Дополнительными аппаратами являются поверхностный воздухоохладитель и электрокалорифер, необходимые для работы в началь-

ный неустановившийся период сушки. Работа системы в начальный, неустановившийся, период показана на I—d-диаграмме пунктирными линиями.

При созревании сыров также применяют полную рециркуляцию внутреннего воздуха. При этом процесс его обработки зависит от тепловлажностного коэффициента $\varepsilon_в$, характеризующего изменение состояния воздуха в камере созревания сыров.

Если тепловлажностный коэффициент $\varepsilon_в < \varepsilon_0$ (ε_0 — тепловлажностный коэффициент процесса изменения состояния воздуха в поверхностном воздухоохладителе), то

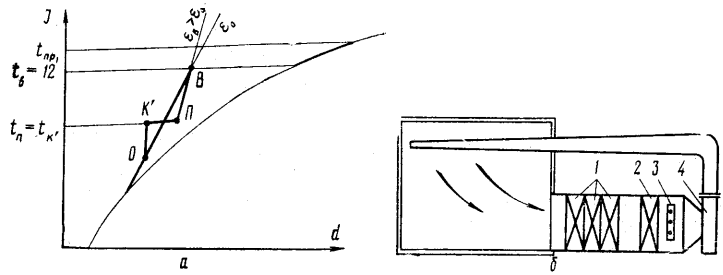


Рис. 72. Система кондиционирования воздуха при созревании сыров: *а* — построение процесса обработки воздуха при $\varepsilon_в > \varepsilon_0$; *б* — принципиальная схема системы: *1* — поверхностный воздухоохладитель; *2* — калорифер; *3* — паровой увлажнитель; *4* — вентилятор.

в кондиционере воздух охлаждают, осушают и нагревают. Построение указанных процессов на I—d-диаграмме показано на рис. 70, *а*.

Если тепловлажностный коэффициент $\varepsilon_в > \varepsilon_0$, то при обработке воздух дополнительно увлажняют с помощью парового увлажнителя. Построение на I—d-диаграмме процесса обработки воздуха с увлажнением показано на рис. 72, *а*. Внутренний воздух, забираемый из камеры созревания сыров, охлаждают и осушают в поверхностном воздухоохладителе (линия B—O), нагревают в калорифере (линия O—K'), а затем изотермически увлажняют паром (линия K'—$П$) и подают в камеру.

Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха при созревании сыров приведена на рис. 72, *б*. В качестве воздухообрабатывающего аппарата в системе использован агрегатный кондиционер конструкции ВНИХИ с рассольным охлаждением.

§ 2. Процессы обработки воздуха при комфортно-технологическом и комфортном кондиционировании

При комфортно-технологическом кондиционировании применяют системы с частичной рециркуляцией воздуха. Количественное соотношение наружного и внутреннего воздуха в таких системах может быть постоянным или переменным. Системы, в которых в течение всего года используют постоянное количественное соотношение наружного и внутреннего воздуха, называют системами с постоянной рециркуляцией воздуха; системы с переменным количественным соотношением — системами с переменной рециркуляцией воздуха. Системы кондиционирования с постоянной и переменной рециркуляцией воздуха применяют при кондиционировании основных цехов мясоперерабатывающих (цехи разделки мяса, машинные залы, отделения шприцевания колбас, цехи производства мясных полуфабрикатов и др.) и молочных заводов (цехи производства масла, сырково-творожной продукции, отделения производства продуктов детского питания). В качестве воздухообрабатывающих аппаратов в таких системах используют в основном центральные секционные кондиционеры.

Построение на I—d-диаграмме процесса обработки воздуха в системе комфортно-технологического кондиционирования с постоянной рециркуляцией приведено на рис. 73. Точка B характеризует заданные параметры воздуха в помещении, линии $П_т$ — B и $П_х$ —B соответствуют изменению состояния воздуха в помещении в теплый и холодный период. В теплый период наружный воздух (состояние $H_т$) смешивают с внутренним (состояние B) в смесительной камере до получения смеси (состояние $C_т$) заданного количественного соотношения. В результате обработки в камере орошения смесь воздуха охлаждается и осушается. Смесь, охлажденная и осушенная в камере орошения до влагосодержания $d_{о.т} = d_{п.т}$, нагревается в воздухонагревателе до температуры приточного воздуха и подается в помещение.

Из построения на I—d-диаграмме процесса кондиционирования в теплый период года следует, что количества тепла и влаги, отводимые от воздуха в камере орошения, равны

$$Q_{охл_т} = L(I_{с.т} - I_{о.т})\,10^3,$$

$$W_{\text{осуш}_т} = L(d_{\text{с.т}} - d_{\text{о.т}})\,10^{-3},$$

где $Q_{\text{охл.т}}$ — количество тепла, отводимого от воздуха в камере орошения в теплый период, Вт;

$I_{\text{с.т}}$, $I_{\text{о.т}}$ — энтальпия смеси воздуха, входящей в камеру орошения и выходящей из нее в теплый период, кДж/кг;

$W_{\text{осуш}_т}$ — количество влаги, отводимой от воздуха в камере орошения в теплый период, кг/с;

$d_{\text{с.т}}$; $d_{\text{о.т}}$ — влагосодержание смеси воздуха, входящей в камеру орошения и выходящей из нее в теплый период, г/кг.

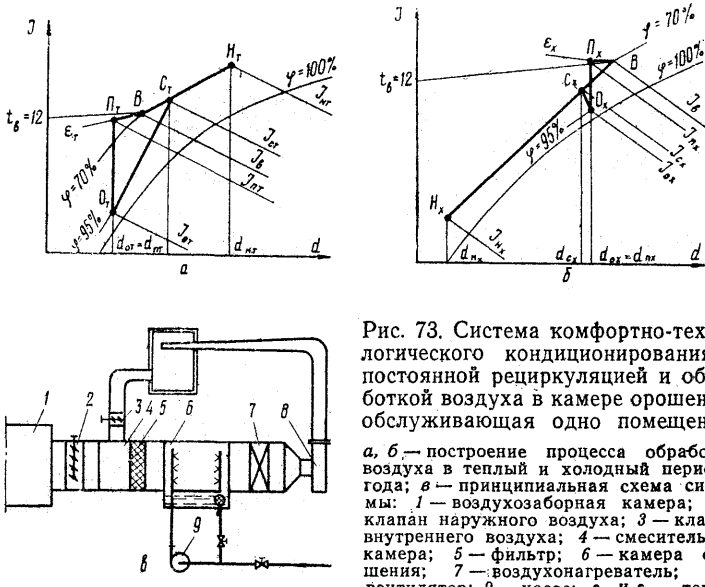


Рис. 73. Система комфортно-технологического кондиционирования с постоянной рециркуляцией и обработкой воздуха в камере орошения, обслуживающая одно помещение:

а, б — построение процесса обработки воздуха в теплый и холодный периоды года; *в* — принципиальная схема системы: *1* — воздухозаборная камера; *2* — клапан наружного воздуха; *3* — клапан внутреннего воздуха; *4* — смесительная камера; *5* — фильтр; *6* — камера орошения; *7* — воздухонагреватель; *8* — вентилятор; *9* — насос; $\varepsilon_т$ и $\varepsilon_х$ — тепловлажностные коэффициенты лучей процесса изменения состояния воздуха в помещении в теплый и холодный периоды года.

Количество тепла, подводимого к воздуху в воздухонагревателе в теплый период года, составляет

$$Q_{\text{н.т}} = L(I_{\text{п.т}} - I_{\text{о.т}})\,10^3,$$

где $Q_{\text{н.т}}$ — количество тепла, подводимого к воздуху в воздухонагревателе в теплый период, Вт;

$I_{\text{п.т}}$ — энтальпия воздуха, выходящего из воздухонагревателя в теплый период (энтальпия приточного воздуха в теплый период), кДж/кг.

В холодный период года наружный и внутренний воздух смешивают в смесительной камере в таком же количественном соотношении, что и в теплый период. Затем смесь (точка $C_х$ на рис. 73, *б*) увлажняют, повышая ее влагосодержание до влагосодержания приточного воздуха ($d_{о.х} = d_{п.х}$). Увлажненный воздух нагревают до температуры $t_{п.х}$ приточного воздуха, соответствующей холодному периоду, и подают в помещение.

Количество влаги, подводимой к воздуху в камере орошения при его увлажнении в холодный период года, составляет

$$W_{увл_х} = L(d_{о.х} - d_{с.х})\,10^{-3},$$

где $W_{увл_х}$ — количество влаги, подводимой к воздуху в камере орошения в холодный период, кг/с;

$d_{о.х}$, $d_{с.х}$ — влагосодержание смеси воздуха, выходящей из камеры орошения и входящей в нее в холодный период, г/кг.

В системе кондиционирования, характеризующейся постоянным соотношением наружного и внутреннего воздуха в течение всего года, процессы увлажнения воздуха в камерах орошения могут происходить при постоянной энтальпии (изоэнтальпическое увлажнение) и переменной энтальпии. Причем изменение энтальпии может быть как положительное, так и отрицательное (увлажнение с нагреванием или охлаждением воздуха). Характер процесса зависит в основном от наружных климатических условий и параметров внутреннего воздуха, а также от количества наружного воздуха. На схеме (см. рис. 73, *б*) изображен процесс увлажнения воздуха с одновременным его охлаждением. Количество тепла, отводимого от воздуха в камере орошения в холодный период года, и количество тепла, подводимого к нему в воздухонагревателе, определяют на основе построения процесса на *I*—*d*-диаграмме.

Принципиальная схема системы кондиционирования с постоянной рециркуляцией воздуха приведена на рис. 73, *в*. Кондиционер системы состоит из клапанов наружного и внутреннего воздуха, смесительной камеры, фильтра, камеры орошения, воздухонагревателя, вентилятора, камер обслуживания и секции переходной к вентилятору. Система поддерживает заданные параметры воздуха в одном кондиционируемом помещении. Если возникает необходимость в поддержании постоянных параметров в

нескольких кондиционируемых помещениях, то нагревание воздуха после обработки его в камере орошения осуществляют в зональных подогревателях, размещаемых в приточных воздуховодах.

Построение на I—d-диаграмме процесса обработки воздуха и принципиальная схема системы кондиционирования, предназначенной для обслуживания нескольких помещений, приведены на рис. 74.

Процессы обработки воздуха в смесительной камере и камере орошения аналогичны процессам, происходящим в системе, которая обслуживает одно помещение. Воздух, выходящий из камеры орошения, нагревают в зональных подогревателях. Линии, характеризующие нагревание воздуха в теплый период, изображены отрезками $О_т — П'_т$, $О_т — П''_т$ и $О_т — П'''_т$ соответственно для первого, второго и третьего зональных подогревателей, линии, характеризующие нагревание воздуха в холодный период, изображены соответственно отрезками $О_х — П'_х$, $О_х — П''_х$ и $О_х — П'''_х$.

Количество тепла и влаги, отводимых от воздуха в камере орошения, определяют на основе построений на I—d-диаграмме.

Количество тепла, подводимого к воздуху в зональных подогревателях, составляет соответственно для теплого и холодного периодов года:

$$Q_{н.т_I} = L_I \left(I'_{п.т} - I_{о.т}\right) 10^3,$$

$$Q_{н.т_{II}} = L_{II} \left(I''_{п.т} - I_{о.т}\right) 10^3,$$

$$Q_{н.т_{III}} = L_{III} \left(I'''_{п.т} - I_{о.т}\right) 10^3,$$

$$Q_{н.х_I} = L_I \left(I'_{п.х} - I_{о.х}\right) 10^3,$$

$$Q_{н.х_{II}} = L_{II} \left(I''_{п.х} - I_{о.х}\right) 10^3,$$

$$Q_{н.х_{III}} = L_{III} \left(I'''_{п.х} - I_{о.х}\right) 10^3,$$

где $Q_{н.т_I}$, $Q_{н.т_{II}}$, $Q_{н.т_{III}}$ — количество тепла, подводимого к воздуху соответственно в первом, втором и третьем зональных подогревателях в теплый период, Вт;

L_I, L_{II}, L_{III} — количество воздуха, подаваемого в первое, второе и третье помещения, кг/с;

$$L_I + L_{II} + L_{III} = L;$$

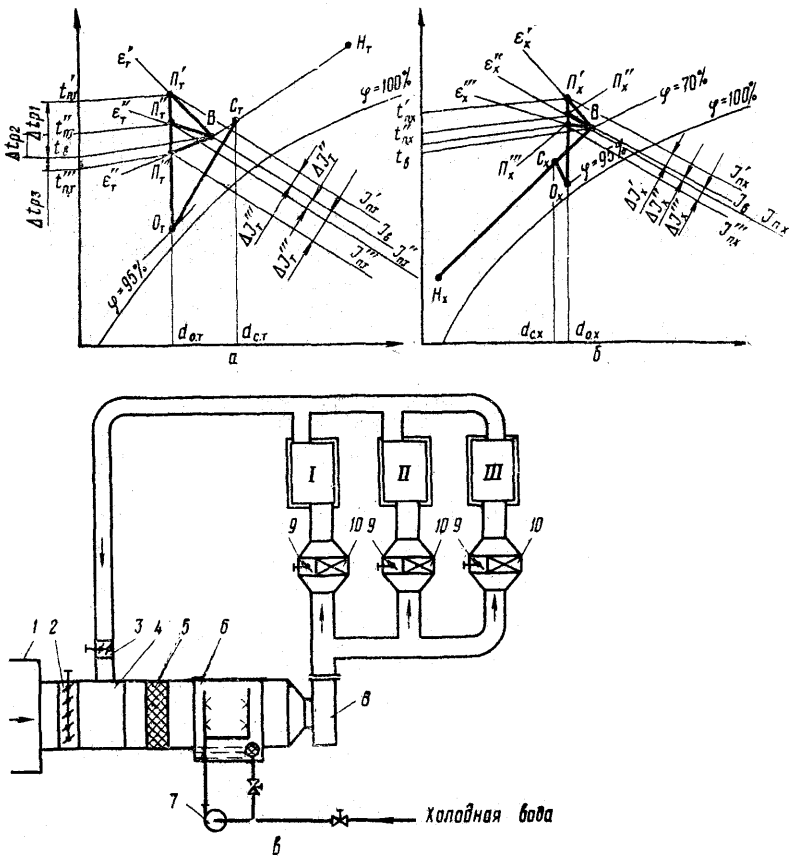


Рис. 74. Система комфортно-технологического кондиционирования с постоянной рециркуляцией и обработкой воздуха в камере орошения, обслуживающая три помещения:

а, б — построение процесса обработки воздуха в теплый и холодный периоды года; *в* — принципиальная схема системы: *1* — воздухозаборная камера; *2* — клапан наружного воздуха; *3* — клапан внутреннего воздуха; *4* — смесительная камера; *5* — фильтр; *6* — камера орошения; *7* — насос; *8* — вентилятор; *9* — обводной клапан; *10* — зональный подогреватель; I, II, III — кондиционируемые помещения; $\varepsilon'_т$, $\varepsilon''_т$, $\varepsilon'''_т$ — тепловлажностные коэффициенты лучей процесса изменения состояния воздуха в помещениях I, II и III в теплый период года; $\varepsilon'_х$, $\varepsilon''_х$, $\varepsilon'''_х$ — тепловлажностные коэффициенты лучей процесса изменения состояния воздуха в помещениях I, II и III в холодный период года.

$I'_{п.т}$, $I''_{п.т}$, $I'''_{п.т}$ — энтальпия приточного воздуха в теплый период для первого, второго и третьего помещений, кДж/кг;

$Q_{н.х_I}$, $Q_{н.х_{II}}$, $Q_{н.х_{III}}$ — количество тепла, подводимого к воздуху соответственно в первом, втором и третьем зональных подогревателях в холодный период, Вт;

$I'_{п.х}$, $I''_{п.х}$, $I'''_{п.х}$ — энтальпия приточного воздуха в холодный период для первого, второго и третьего помещений, кДж/кг.

Системы комфортно-технологического кондиционирования (см. рис. 73, *в* и 74, *в*) предусматривают влаж-

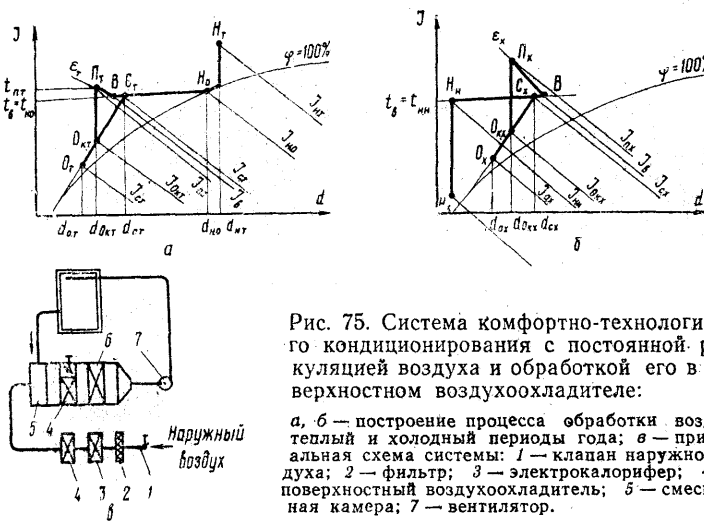


Рис. 75. Система комфортно-технологического кондиционирования с постоянной рециркуляцией воздуха и обработкой его в поверхностном воздухоохладителе:

а, б — построение процесса обработки воздуха в теплый и холодный периоды года; *в* — принципиальная схема системы: *1* — клапан наружного воздуха; *2* — фильтр; *3* — электрокалорифер; *4, 6* — поверхностный воздухоохладитель; *5* — смесительная камера; *7* — вентилятор.

ностную обработку смеси наружного и внутреннего воздуха в камере орошения. Такие системы применяют для обслуживания кондиционируемых помещений, в которых наружный воздух необходимо подавать в количестве 10% (и более) от производительности кондиционера.

В системах, которые используют наружного воздуха менее, чем 10% от производительности кондиционера, смесь воздуха можно обрабатывать в поверхностном воздухоохладителе. При этом наружный воздух обрабатывается непосредственно в аппаратах кондиционера или предварительно подвергается обработке в аппаратах, ус-

тановленных в воздуховоде наружного воздуха, а затем подается в кондиционер.

Построение на I—d-диаграмме процессов кондиционирования с обработкой наружного воздуха в индивидуальных аппаратах приведены на рис. 75, *а, б*. В теплый период наружный воздух охлаждают, а в холодный период нагревают до температуры внутреннего воздуха.

Процесс изменения состояния наружного воздуха изображен соответственно линиями $H_т$ — $H_о$ и $H_х$ — $H_н$. Нагретый или охлажденный воздух смешивают с внутренним в смесительной камере кондиционера (линии $H_о$—B и $H_н$—B). Поскольку $t_{H_о} = t_B$ и $t_{H_н} = t_B$, процесс смешивания осуществляется при постоянной температуре (изотермическое смешивание). Смесь воздуха обрабатывают в поверхностном воздухоохладителе. Из построения процесса видно, что, вследствие уменьшения количества наружного воздуха и изотермического смешивания его с внутренним, система кондиционирования работает с охлаждением и осушением смеси воздуха в течение всего года. Необходимость в увлажнении смеси отпадает. Поэтому возникает возможность замены камеры орошения поверхностным воздухоохладителем. Установка в кондиционере поверхностного воздухоохладителя позволяет уменьшить габаритные размеры кондиционера и сократить расход воды на обработку воздуха.

Процессы охлаждения и осушения смеси воздуха изображены на I—d-диаграмме отрезками $C_т$—$O_т$ для теплого периода и $C_х$—$O_х$ для холодного периода года. Охлажденный и осушенный воздух смешивают с воздухом, прошедшим через обводной канал, и нагревают в воздухонагревателе (отрезки $O_{к.т}$ —$П_т$ и $O_{к.х}$ —$П_х$).

Принципиальная схема системы кондиционирования с поверхностным воздухоохладителем приведена на рис. 75, *в*. Система оборудована кондиционером, состоящим из смесительной камеры, поверхностного воздухоохладителя с обводным клапаном, воздухонагревателя и вентилятора, а также каналом, в котором установлены клапан наружного воздуха, фильтр, электрокалорифер и поверхностный воздухоохладитель. Одновременно с включением системы в работу открывается клапан наружного воздуха. Наружный воздух по каналу поступает в смесительную камеру кондиционера. В смесительной камере предварительно обработанный наружный воздух смешивают

с внутренним, забираемым из кондиционируемого помещения (в постоянном количественном соотношении). Полученная смесь частично проходит через поверхностный воздухоохладитель, а частично — через обводной канал, а затем нагревается в воздухонагревателе.

Количество тепла, подводимого к наружному воздуху в электрокалорифере и отводимого от него в поверхностном воздухоохладителе, составляет

$$Q^{н}_{н} = L_{н}(I_{н.х} - I_{н.н})\,10^3,$$

$$Q^{н}_{охл} = L_{н}(I_{н.т} - I_{н.о})\,10^3,$$

где $Q^{н}_{н}$ — количество тепла, подводимого к наружному воздуху в электрокалорифере в холодный период года, Вт;

$L_{н}$ — количество наружного воздуха, подаваемого в кондиционер, кг/с;

$I_{н.н}$ — энтальпия наружного воздуха на выходе из электрокалорифера в холодный период года, кДж/кг;

$Q^{н}_{охл}$ — количество тепла, отводимого от наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе в теплый период года, Вт;

$I_{н.о}$ — энтальпия наружного воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя в теплый период года, кДж/кг.

Количество тепла, отводимого от смеси воздуха в кондиционере и подводимого к ней перед подачей в помещение в теплый и холодный периоды года, соответственно равно

$$Q^{с}_{охл_т} = L(I_{с.т} - I_{ок.т})\,10^3,$$

или

$$Q^{с}_{охл_т} = L_{во_т}(I_{с.т} - I_{о.т})\,10^3,$$

$$Q^{с}_{охл_х} = L(I_{с.х} - I_{ок.х})\,10^3,$$

или

$$Q^{с}_{охл_х} = L_{во_х}(I_{с.х} - I_{о.х})\,10^3$$

$$Q^{с}_{н_т} = L(I_{п.т} - I_{ок.т})\,10^3,$$

$$Q^{с}_{н_х} = L(I_{п.х} - I_{ок.х})\,10^3,$$

где $Q^{с}_{охл_х}, Q^{с}_{охл_т}$ — количество тепла, отводимого от смеси воздуха в поверхностном воздухоохладителе соответственно в теплый и холодный периоды года, Вт;

$I_{ок.т}$, $I_{ок.х}$ — энтальпия смеси воздуха за поверхностным воздухоохладителем соответственно в теплый и холодный периоды (после добавления к ней смеси, прошедшей через обводной канал), кДж/кг;

$L_{во_т}$, $L_{во_х}$ — количество смеси воздуха, прошедшей через поверхностный воздухоохладитель соответственно в теплый и холодный периоды года, кг/с;

$Q^с_{н.т}$, $Q^с_{н.х}$ — количество тепла, подводимого к смеси воздуха в воздухонагревателе соответственно в теплый и холодный периоды года, Вт.

Количество воздуха $L_{во_т}$ и $L_{во_х}$ можно определить из отношения отрезков $С_т—О_{к.т}$ и $С_х—О_{к.х}$ соответственно к отрезкам $С_т—О_т$ и $С_х—О_х$ (см. рис. 75, *а* и *б*)

$$\frac{L_{во_т}}{L} = \frac{С_т — О_{к.т}}{С_т — О_т},$$

$$\frac{L_{во_х}}{L} = \frac{С_х — О_{к.х}}{С_х — О_х}.$$

Количество влаги, отводимой от наружного воздуха и от смеси его с внутренним в поверхностном воздухоохладителе равно

$$W_{осуш_н} = L_н (d_{н.т} — d_{н.о}) 10^{-3},$$

$$W^с_{осуш_т} = L (d_{с.т} — d_{ок.т}) 10^{-3},$$

или

$$W^с_{осуш_т} = L_{во_т} (d_{с.т} — d_{о.т}) 10^{-3},$$

$$W^с_{осуш_х} = L (d_{с.х} — d_{ок.х}) 10^{-3},$$

или

$$W^с_{осуш_х} = L_{во_х} (d_{с.х} — d_{о.х}) 10^{-3},$$

где $W_{осуш_н}$ — количество влаги, отводимой от наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе в теплый период года, кг/с;

$d_{н.о}$ — влагосодержание наружного воздуха на выходе из поверхностного воздухоохладителя, г/кг;

$W^с_{ос\ уш_т}$, $W^с_{осуш_х}$ — количество влаги, отводимой от смеси воздуха в поверхностном воздухоохладителе соответственно в теплый и холодный периоды года, кг/с;

$d_{ок.т}$, $d_{ок.х}$ — влагосодержание смеси воздуха за поверхностным воздухоохладителем соответственно в теплый и холодный периоды (после добавления к ней смеси, прошедшей через обводной канал), г/кг.

Построение на *I—d*-диаграмме процесса обработки воздуха в системе кондиционирования с переменной рециркуляцией для теплого периода года аналогично построению процесса в системе кондиционирования с постоянной рециркуляцией (см. рис. 73, *а*); построение процесса

для холодного периода года приведено на рис. 76, *а*. При этом обработка заключается в проведении процессов смешивания наружного воздуха с внутренним (линия H_x — B), нагревания полученной смеси (линия C_x—K), изоэнтальпического увлажнения ее (линия K—O) и повторного нагревания до заданных параметров приточного воздуха (линия O—$П_x$).

Принципиальная схема системы кондиционирования с переменной рециркуляцией воздуха приведена на рис. 76, *б*. Кондиционер системы состоит из клапанов наруж-

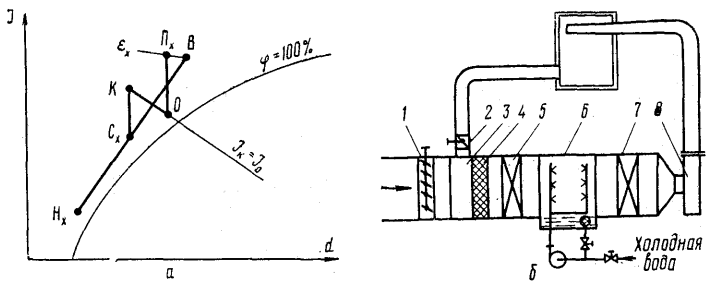


Рис. 76. Система комфортно-технологического кондиционирования с переменной рециркуляцией воздуха:

а — построение процесса обработки воздуха в холодный период года; *б* — принципиальная схема системы: *1, 2* — клапаны наружного и внутреннего воздуха; *3* — смесительная камера; *4* — фильтр; *5* — воздухонагреватель первого подогрева; *6* — камера орошения; *7* — воздухонагреватель второго подогрева; *8* — вентилятор.

ного и внутреннего воздуха, смесительной камеры, фильтра, воздухонагревателя первого подогрева, камеры орошения, воздухонагревателя второго подогрева и вентилятора. В холодный период года заданная тепловлажностная обработка воздуха осуществляется путем изменения количественного соотношения воздуха в смеси (включены клапаны наружного и внутреннего воздуха), а также теплопроизводительности воздухонагревателей первого и второго подогрева. Камера орошения в этот период работает на поддонной воде и осуществляет изоэнтальпическое увлажнение смеси воздуха. В теплый период года заданная обработка воздуха достигается путем изменения холодопроизводительности камеры орошения и теплопроизводительности воздухонагревателя второго подогре-

ва. В это время камера орошения работает в режиме охлаждения и осушения воздуха.

При комфортном кондиционировании основных производственных помещений предприятий мясной и молочной промышленности распространены также системы кондиционирования, которые используют только наружный воздух.

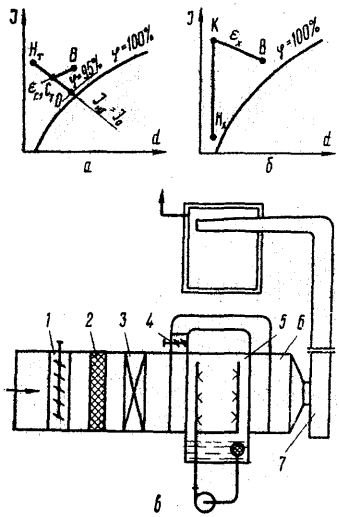


Рис. 77. Прямоточная система комфортного кондиционирования с увлажнением воздуха в теплый период года:

а, б — построение процесса обработки воздуха в теплый и холодный периоды; *в* — принципиальная схема системы: *1* — клапан наружного воздуха; *2* — фильтр; *3* — воздухонагреватель первого подогрева; *4* — обводной клапан; *5* — камера орошения; *6* — смесительная камера; *7* — вентилятор.

Построение на *I—d*-диаграмме процесса обработки воздуха и принципиальная схема прямоточной системы комфортного кондиционирования с увлажнением его в теплый период приведены на рис. 77.

На рис. 77, *а* изображен процесс обработки, построенный для расчетных параметров наружного воздуха, соответствующих теплому периоду года и характеризующихся энтальпией $I_{н_т} < I_в$ ($I_в$ — энтальпия внутреннего воздуха). При таких расчетных параметрах наружный воздух (состояние $H_т$) частично обрабатывают в камере орошения, где в результате контакта с водой он принимает состояние, близкое к состоянию насыщения. При этом температура воздуха понижается. Конечная влажность воздуха $\varphi = 95\%$. Другая часть наружного воздуха через обводной канал поступает в смесительную камеру и смешивается с увлажненным воздухом. Затем смесь с заданными параметрами приточного воздуха (точка $C_т$ характеризует одновременно параметры смеси и приточного воздуха) подают в кондиционируемое помещение.

В холодный период года воздух нагревают в воздухо-

нагревателе первого подогрева (линия $H_х - K$ на рис. 77, *б*) и подают в помещение, т. е. в этот период система кондиционирования работает как система вентиляции.

В таких системах применяют центральные секционные кондиционеры. Основное оборудование кондиционеров состоит из клапана наружного воздуха, фильтра, воздухонагревателя первого подогрева, обводного клапана, камеры орошения, смесительной камеры и вентилятора. Воздухонагреватель включен в работу в холодный пери-

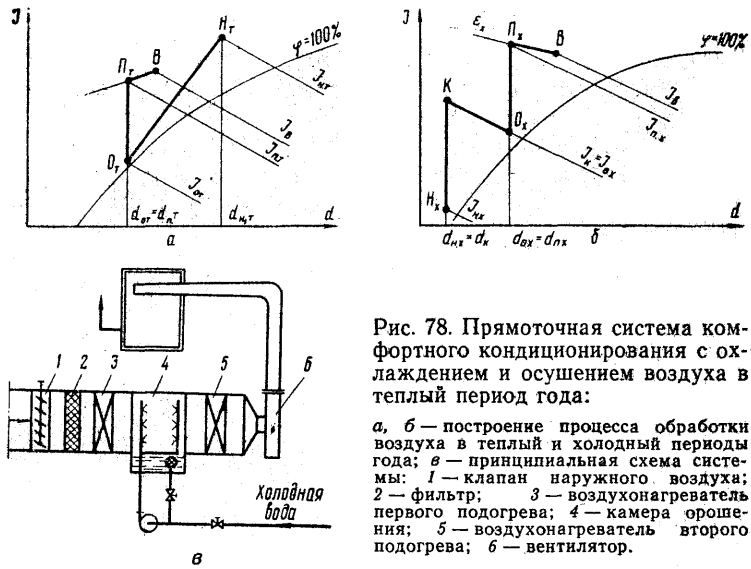


Рис. 78. Прямоточная система комфортного кондиционирования с охлаждением и осушением воздуха в теплый период года:

а, б — построение процесса обработки воздуха в теплый и холодный периоды года; *в* — принципиальная схема системы: *1* — клапан наружного воздуха; *2* — фильтр; *3* — воздухонагреватель первого подогрева; *4* — камера орошения; *5* — воздухонагреватель второго подогрева; *6* — вентилятор.

од, а обводной клапан и камера орошения — только в теплое время года.

Построение на *I—d*-диаграмме процесса обработки воздуха и принципиальная схема прямоточной системы комфортного кондиционирования с охлаждением и осушением воздуха в теплый период года приведены на рис. 78.

Процесс кондиционирования в теплый период состоит из охлаждения и осушения наружного воздуха в камере орошения (линия $H_т - O_т$ на рис. 78, *а*) и нагревания в воздухонагревателе (линия $O_т - П_т$ на рис. 78, *а*);

в холодный период — из нагревания наружного воздуха в воздухонагревателе первого подогрева (линия $Н_х — К$ на рис. 78, *б*), изоэнтальпического увлажнения его в камере орошения (линия $К — О_х$ на рис. 78, *б*) и нагревания в воздухонагревателе второго подогрева до состояния приточного воздуха (линия $О_х — П_х$ на рис. 78, *б*).

Из принципиальной схемы системы кондиционирования (рис. 78, *в*) видно, что кондиционер состоит из клапана наружного воздуха, фильтра, воздухонагревателя первого подогрева, камеры орошения, воздухонагревателя второго подогрева, вентилятора, камер обслуживания и секции переходной к вентилятору. В холодный период включены оба воздухонагревателя и камера орошения. При этом камера работает в режиме изоэнтальпического увлажнения воздуха поддонной водой. В теплый период воздухонагреватель первого подогрева отключен, а камера орошения работает в режиме охлаждения и осушения воздуха. В это время к камере орошения подводят холодную воду от системы холодоснабжения кондиционеров.

Глава XI

АВТОМАТИЗАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 1. Автоматизация систем технологического кондиционирования

В связи с изменением параметров наружного воздуха не только в разное время года, но и в течение суток, а также параметров внутреннего воздуха в результате переменных поступлений тепла и влаги в кондиционируемое помещение, работу систем кондиционирования необходимо непрерывно регулировать. Для этого системы оснащают устройствами автоматического регулирования с приборами и исполнительными механизмами электрического, пневматического или электропневматического действия.

Выбор схемы автоматизации системы кондиционирования воздуха зависит от принятой последовательности обработки воздуха, конструкции кондиционера и точности поддержания параметров микроклимата в кондиционируемом помещении.

Функциональные схемы автоматизации систем кондиционирования, применяемых при размораживании мяса и мясных продуктов, приведены на рис. 79.

Схема автоматизации системы кондиционирования, оборудованной камерой орошения, предусматривает автоматическое поддержание в камере размораживания заданных температуры и относительной влажности воздуха. Поддержание параметров на заданном уровне осуществляется двумя терморегуляторами *1ТР* и *2ТР* (рис. 79, *а*).

Терморегулятор *1ТР* работает совместно с датчиком *1ДТ*, установленным за камерой орошения и контролирующим температуру насыщенного воздуха. Эту температуру условно называют температурой точки росы. Автоматическое поддержание температуры точки росы позволяет косвенно регулировать относительную влажность воздуха в помещении (такой метод называют методом поддержания постоянной температуры точки росы).

При отклонении температуры воздуха, выходящего из камеры орошения, от заданной сигнал от датчика *1ДТ* поступает на измерительное и регулирующее устройство терморегулятора *1ТР*, который в свою очередь подает сигнал на автоматический исполнительный механизм *1ИМ* регулирующего клапана калорифера. При повышении температуры насыщенного воздуха терморегулятор воздействует на исполнительный механизм таким образом, что клапан постепенно закрывается, в результате чего уменьшается подача теплоносителя в калорифер. При понижении температуры клапан срабатывает в обратном направлении.

При отклонении температуры воздуха, омывающего датчик *2ДТ*, от заданной сигнал поступает к терморегулятору *2ТР*. В зависимости от изменения температуры воздуха (в сторону повышения или понижения) терморегулятор с помощью исполнительного механизма *2ИМ* открывает или закрывает сдвоенный секционный клапан и, следовательно, увеличивает или уменьшает количество подаваемого в камеру орошения воздуха. Датчик *2ДТ* могут устанавливать в камере размораживания или рециркуляционном воздуховоде. Если датчик размещают в рециркуляционном воздуховоде, то регулирование будет более точным, так как датчик контролирует температуру воздуха не в одной, предварительно выбранной

точке рабочей зоны камеры, а усредненную температуру внутреннего воздуха, выходящего из нее и подаваемого в кондиционер на тепловлажностную обработку.

В системе кондиционирования камеры размораживания, оборудованной паровым увлажнителем (рис. 79, *б*), температура регулируется датчиком *ДТ*, установленным за калорифером, терморегулятором *ТР* и исполнительным механизмом *1ИМ* регулирующего клапана теплоно-

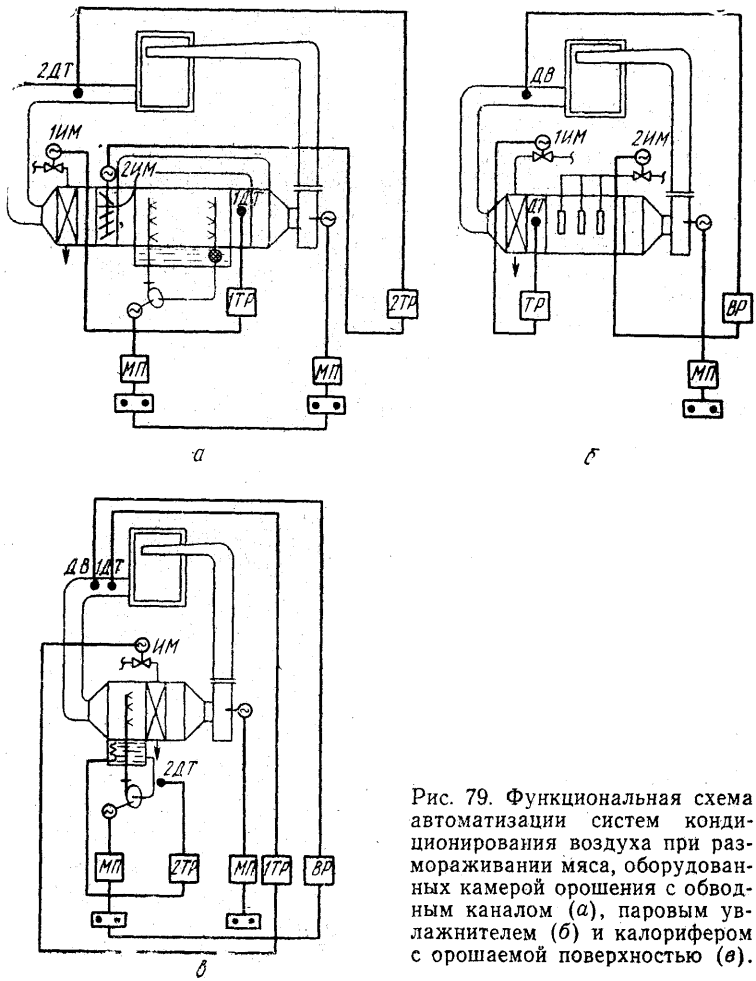


Рис. 79. Функциональная схема автоматизации систем кондиционирования воздуха при размораживании мяса, оборудованных камерой орошения с обводным каналом (*а*), паровым увлажнителем (*б*) и калорифером с орошаемой поверхностью (*в*).

сителя. Автоматическое поддержание температуры воздуха на заданном уровне происходит так же, как и в предыдущем случае.

Относительную влажность воздуха поддерживают автоматическим влагорегулятором *ВР*. Датчик *ДВ* влагорегулятора установлен в рециркуляционном воздухе и предназначен для контроля средней относительной влажности внутреннего воздуха. При отклонении влажности от заданной датчик подает сигнал на влагорегулятор, выходные контакты которого воздействуют на исполнительный механизм *2ИМ* регулирующего клапана, установленного на паропроводе. При уменьшении относительной влажности воздуха включается минимальный контакт регулирующего устройства влагорегулятора, который с помощью исполнительного механизма открывает клапан и увеличивает подачу пара в увлажнитель. При повышении относительной влажности воздуха срабатывает максимальный контакт влагорегулятора, регулирующее устройство которого закрывает клапан и прекращает подачу пара в увлажнитель.

В системе кондиционирования камеры размораживания, оборудованной калорифером с орошаемой поверхностью (рис. 79, *в*), терморегулятор *1ТР* и влагорегулятор *ВР* поддерживают на заданном уровне температуру и относительную влажность внутреннего воздуха. Датчики температуры и влажности установлены в рециркуляционном воздуховоде системы. Терморегулятор *1ТР* воздействует на исполнительный механизм *ИМ* регулирующего клапана теплоносителя, а влагорегулятор — на магнитный пускатель насоса орошающего устройства. Функциональная схема регулирования работы системы предусматривает также поддержание заданной температуры воды, подаваемой к форсункам орошающего устройства. Для этой цели в трубопроводе воды расположен датчик температуры *2ДТ*. Датчик контролирует температуру воды и подает сигнал ее изменения на терморегулятор *2ТР*, который воздействует на установленный в поддоне орошающего устройства электронагреватель, включая или отключая его в зависимости от температуры воды.

Функциональная схема автоматизации работы системы кондиционирования камеры варки колбас аналогична схеме, приведенной на рис. 79, *б*.

Функциональная схема регулирования работы системы кондиционирования камеры воздушного охлаждения колбас при обработке воздуха с помощью подвесных поверхностных воздухоохладителей, равномерно расположенных по всему объему камеры, позволяет автоматически регулировать температуру воздуха с помощью терморегулятора, датчик которого размещают в рабочей зоне камеры, а исполнительный механизм, обычно соленоидный вентиль, — на общем трубопроводе подачи холодильного агента или холодоносителя к воздухоохладителям. К терморегулятору можно также подключить магнитные пускатели электродвигателей вентиляторов для автоматического управления работой вентиляторов воздухоохладителей в зависимости от температуры воздуха в камере.

В камере воздушного охлаждения колбас, оборудованной системой кондиционирования, автоматическое регулирование температуры осуществляют терморегулятором, датчик которого размещают в рециркуляционном воздуховоде системы. При этом устанавливают несколько соленоидных вентилей. Терморегулятор регулирует работу соленоидных вентилей. В начальный период охлаждения колбас, когда поступление тепла от продукта в камеру максимально, включены все соленоидные вентили, обеспечивающие максимальную подачу холодильного агента или холодоносителя в теплообменники воздухоохладителей. При понижении температуры воздуха терморегулятор поочередно закрывает соленоидные вентили секций воздухоохладителя. При необходимости (в зависимости от изменения параметров воздуха в воздухоохладителе) камеры охлаждения колбас могут быть дополнительно оборудованы паровым увлажнителем. При этом относительная влажность воздуха регулируется влагорегулятором с датчиком, установленным в рециркуляционном воздуховоде или непосредственно в камере, и соленоидным вентилем, расположенным на паропроводе.

Функциональные схемы автоматизации систем кондиционирования, применяемых при сушке полукопченых колбас, приведены на рис. 80.

Автоматическое регулирование температуры воздуха в системе кондиционирования, оборудованной камерой орошения, в которой обрабатывается весь циркулирующий воздух (рис. 80, *а*), осуществляется путем измене-

ния расхода теплоносителя, подаваемого в воздухонагреватель.

Автоматическое регулирование влажности воздуха может осуществляться по способу поддержания постоянной температуры точки росы (косвенным методом) и непосредственно датчиком влажности, установленным в сушильной камере или рециркуляционном воздуховоде системы.

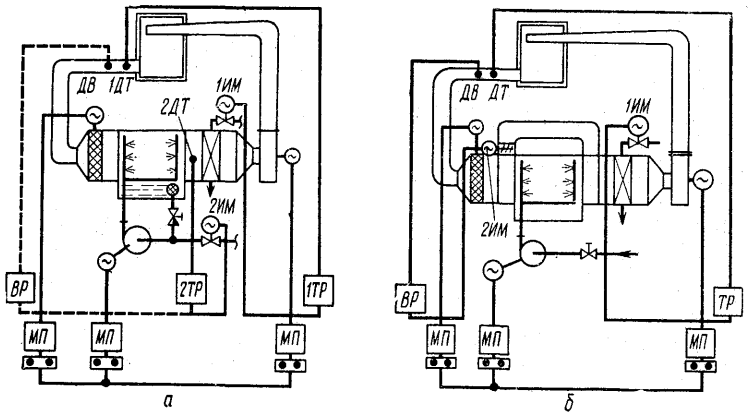


Рис. 80. Функциональные схемы автоматизации систем кондиционирования воздуха сушильных камер для полукопченых колбас, характеризующихся постоянным *(а)* и переменным *(б)* количеством воздуха, проходящего через камеру орошения.

Терморегулятор *2ТР* или влагорегулятор *ВР* управляют работой исполнительного механизма *2ИМ* регулирующего клапана, установленного на трубопроводе холодной воды. На трубопроводе поддонной воды расположен обратный клапан с регулируемой характеристикой. Систему можно также оборудовать двумя клапанами, регулирующими расход холодной и поддонной воды, или одним трехходовым клапаном, осуществляющим одновременное регулирование расхода холодной и поддонной воды.

Функциональная схема автоматизации системы кондиционирования с переменным количеством воздуха, проходящего через камеру орошения, приведена на рис. 80, *б*.

Автоматическое регулирование температуры воздуха в сушильной камере осуществляется так же, как и в предыдущей схеме, путем изменения теплопроизводительности воздухонагревателя. Относительную влажность воздуха на заданном уровне поддерживают с помощью датчика *ДВ*, влагорегулятора *ВР* и исполнительного механизма *2ИМ* обводного клапана. При отклонении влажности от заданной влагорегулятор воздействует на исполнительный механизм, изменяя при этом количество воздуха, проходящего через камеру орошения и обводной канал. Изменение количественного соотношения воздуха происходит до тех пор, пока влажность воздуха не станет равна заданной.

Функциональные схемы автоматизации сушильных камер для сырокопченых колбас, выполненных в виде камер зального типа, аналогичны схемам, приведенным на рис. 80.

Функциональная схема автоматизации сушильных камер для сырокопченых колбас, выполненных в виде изолированных аппаратов и оборудованных системой кондиционирования с силикагелевыми адсорберами, приведена на рис. 81. Схемой предусмотрено автоматическое регулирование температуры воздуха на выходе из воздухоохладителя и электрокалорифера, дистанционный контроль температуры внутреннего воздуха и воздуха, выходящего из адсорберов, а также температуры в канале подачи воздуха наружного или окружающего из смежных помещений, дистанционное управление исполнительными механизмами *2ИМ—9ИМ* клапанов для подачи внутреннего или наружного воздуха и электродвигателями вентиляторов.

Температура воздуха за воздухоохладителем *ВО* автоматически поддерживается на заданном уровне с помощью датчика *1ДТ*, терморегулятора *1ТР* и исполнительного механизма *1ИМ* клапана, регулирующего расход охлаждающей среды. Температура воздуха за электрокалорифером *1ЭК* поддерживается датчиком *2ДТ* и терморегулятором *2ТР*, автоматически включающим и отключающим трубчатые электронагреватели калорифера в зависимости от направления изменения температуры (в сторону уменьшения или в сторону повышения).

При работе адсорбера *1А* в режиме осушения воздуха включены исполнительные механизмы *2ИМ* и *6ИМ* и

открыты заслонки, установленные на подаче воздуха из сушильной камеры в адсорбер и из адсорбера к вентилятору *1В*. Одновременно включены исполнительные меха-

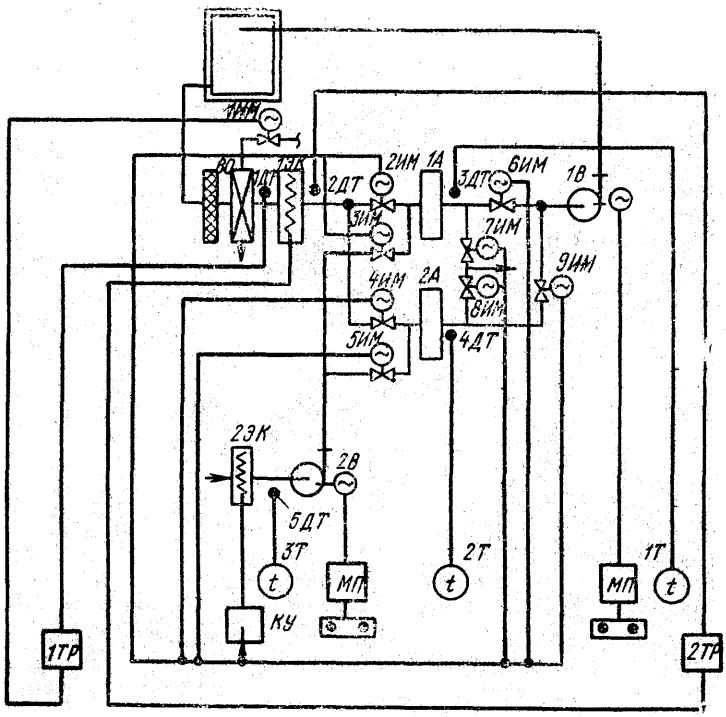


Рис. 81. Функциональная схема автоматизации системы кондиционирования сушильной камеры для сырокопченых колбас (с изоэнтальпическим осушением воздуха).

низмы *5ИМ* и *8ИМ* и открыты заслонки, установленные на подаче наружного воздуха (или воздуха смежных помещений) к адсорберу *2А*. Подача наружного воздуха на регенерацию адсорбента осуществляется вентилятором *2В*. Предварительно воздух нагревается в электрокалорифере *2ЭК*. Заданная температура подогрева наружного воздуха, а также температура воздуха на выходе из адсорберов, контролируется термометрами *1Т—3Т*. Ключом управления *КУ* производится выбор необходимого температурного режима регенерации силикагеля.

При переключении адсорбера *1А* на режим регенерации исполнительные механизмы *2ИМ* и *6ИМ* отключаются, а *3ИМ*, *4ИМ*, *7ИМ* и *9ИМ* — включаются. При этом механизмы *4ИМ* и *9ИМ* открывают заслонки, установленные на подаче воздуха сушильной камеры к адсорберу *2А*, а *3ИМ* и *7ИМ* — на подаче наружного воздуха к адсорберу *1А*.

Переключение адсорберов с режима осушения на режим регенерации осуществляют по программе, соответствующей обрабатываемой продукции определенных видов.

В схеме системы кондиционирования камеры созревания сыров, оборудованной поверхностным воздухоохладителем рассольного охлаждения (рис. 82, *а*), температура воздуха поддерживается на заданном уровне датчиком *ДТ*, терморегулятором *ТР*, а также исполнительными механизмами *1ИМ* и *2ИМ* регулирующих клапанов калорифера и воздухоохладителя. При повышении температуры воздуха регулятор *ТР* подает сигнал исполнительному механизму *1ИМ*, в результате чего клапан калорифера закрывается. Если клапан полностью закрывается, а температура воздуха остается выше заданной, то в работу включается исполнительный механизм *2ИМ* клапана воздухоохладителя. Клапан открывается, и рассол из испарителя холодильной системы подается в воздухоохладитель до тех пор, пока температура воздуха не станет равна заданной. При понижении температуры терморегулятор *ТР* подает сигнал на исполнительные механизмы в обратном направлении.

Влажность воздуха регулируется датчиком *ДВ*, регулятором *ВР*, исполнительным механизмом *2ИМ* клапана воздухоохладителя, а также исполнительным механизмом *3ИМ* клапана парового увлажнителя. Если влажность воздуха повышается, то влагорегулятор включает исполнительный механизм *2ИМ*, и клапан открывается, увеличивая количество рассола, проходящего через воздухоохладитель. При уменьшении влажности ниже заданной влагорегулятор воздействует на исполнительный механизм *3ИМ*, который включает подачу пара в увлажнитель.

В функциональной схеме автоматизации системы кондиционирования воздуха камеры для созревания и хранения сыров, оборудованной фреоновым воздухоохлади-

телем (рис. 82, *б*), регулирование температуры осуществляется изменением теплопроизводительности воздухонагревателя и холодопроизводительности воздухоохладителя. В отличие от предыдущей схемы автоматизации

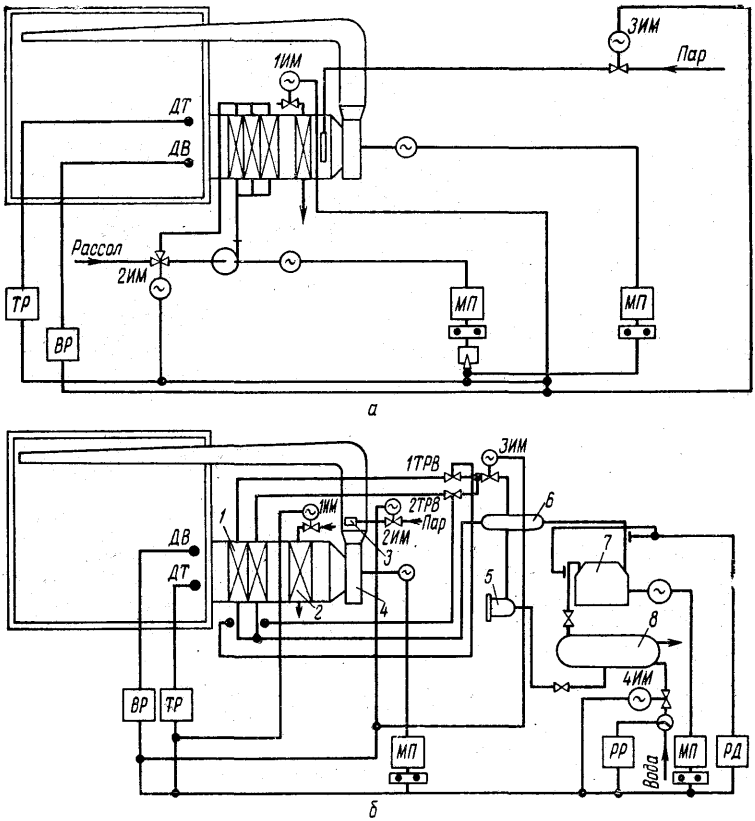


Рис. 82. Функциональная схема автоматизации систем кондиционирования воздуха при созревании и хранении сыров, оборудованных:

а — рассольным кондиционером: *1ИМ, 2ИМ, 3ИМ* — исполнительные механизмы регулирующих клапанов, установленных на подаче теплоносителя, рассола и пара; *ДТ, ДВ* — датчики температуры и влажности *ТР, ВР* — термо- и влагорегулятор; *МП* — магнитный пускатель; *б* — фреоновым кондиционером: *1* — воздухоохладитель; *2* — калорифер; *3* — паровой увлажнитель; *4* — вентилятор; *5* — фильтр; *6* — теплообменник; *7* — компрессор; *8* — конденсатор, *1ИМ, 2ИМ, 3ИМ, 4ИМ* — исполнительные механизмы регулирующих клапанов, установленных на подаче теплоносителя, пара, фреона и воды; *1ТРВ, 2ТРВ* — терморегулирующие вентили; *РР* — реле расхода; *РД* — реле давления; *МП* — магнитный пускатель.

терморегулятор *ТР* при повышении температуры воздуха воздействует не на исполнительный механизм регулирующего клапана воздухоохладителя, а на электродвигатель компрессора. При понижении температуры терморегулятор воздействует на исполнительный механизм *1ИМ* клапана, регулирующего расход теплопередающей среды через калорифер. Регулирование относительной влажности воздуха осуществляется регулятором *ВР*, включающим исполнительный механизм *2ИМ* клапана, регулирующего расход пара, подаваемого в увлажнитель, или электродвигатель компрессора. По достижении заданных температуры и относительной влажности воздуха компрессор выключается. Кроме регулирования основных параметров воздуха схема предусматривает автоматическое заполнение секций воздухоохладителя жидким фреоном с помощью терморегулирующих вентилей *1ТРВ* и *2ТРВ*, дистанционное управление электродвигателями вентилятора и компрессора, автоматическую защиту компрессора от понижения давления всасывания и повышения давления нагнетания с помощью реле давления *РД*, автоматический контроль и подачу воды в конденсатор с помощью реле расхода *РР* и соленоидного вентиля *4ИМ*.

§ 2. Автоматизация систем комфортно-технологического и комфортного кондиционирования

Функциональные схемы автоматизации систем комфортно-технологического кондиционирования приведены на рис. 83. При автоматизации систем кондиционирования с постоянной рециркуляцией и обработкой воздуха в камере орошения предусматривают установку двух терморегуляторов *1ТР* и *2ТР* (рис. 83, *а*).

Терморегулятор *1ТР* осуществляет регулирование температуры воздуха в кондиционируемом помещении путем воздействия на исполнительный механизм *1ИМ*, который изменяет теплопроизводительность воздухонагревателя. Влажность регулируют, используя метод поддержания постоянной температуры точки росы. Постоянная температура точки росы автоматически контролируется и регулируется терморегулятором *2ТР*, работающим совместно с исполнительным механизмом *2ИМ* клапана, установленного на трубопроводе подачи холодной воды в камеру орошения.

При автоматизации системы кондиционирования, обслуживающей несколько помещений, температуру внутреннего воздуха контролируют в каждом помещении с помощью индивидуальных терморегуляторов (см. рис. 83, *б*). Для этой цели установлены датчики *1ДТ*, *2ДТ* и *3ДТ*, терморегуляторы *1ТР*, *2ТР* и *3ТР* и исполнительные механизмы *1ИМ*, *2ИМ* и *3ИМ* клапанов, регулирующих расход теплоносителя, подаваемого в соответствующий зональный подогреватель. При отклонении температуры воздуха в одном из помещений от заданной датчик температуры и регулятор подают сигнал на открытие или закрытие клапана. Количество проходящего через зональные подогреватели воздуха можно изменить с помощью клапанов с ручным приводом, установленных в обводных каналах подогревателей.

При автоматическом регулировании влажности также используют метод поддержания постоянной температуры точки росы. При этом контролирующий температуру точки росы датчик *4ДТ* размещают за вентилятором (в общем приточном воздуховоде), что дает возможность более точно регулировать температуру, так как воздух после вентилятора хорошо перемешан, в результате чего отсутствует расслоение воздушного потока по высоте кондиционера.

В систему регулирования точки росы подключен исполнительный механизм *4ИМ*, установленный на трубопроводе подачи холодной воды в камеру орошения. При изменении температуры воздуха за камерой орошения датчик *4ДТ* подает сигнал на терморегулятор *4ТР*. Контактное устройство терморегулятора воздействует на исполнительный механизм *4ИМ*, открывая или закрывая клапан холодной воды.

В системах кондиционирования с постоянной рециркуляцией и обработкой воздуха в поверхностном воздухоохладителе регулирование температуры и относительной влажности воздуха в помещении осуществляют следующим образом (рис. 83, *в*).

В рециркуляционном воздуховоде системы устанавливают датчики температуры *1ДТ* и относительной влажности *ДВ*. Датчик температуры *1ДТ* работает совместно с регулятором *1ТР* и воздействует на исполнительный механизм *1ИМ* регулирующего клапана воздухонагревателя. Регулирование температуры воздуха и поддержание

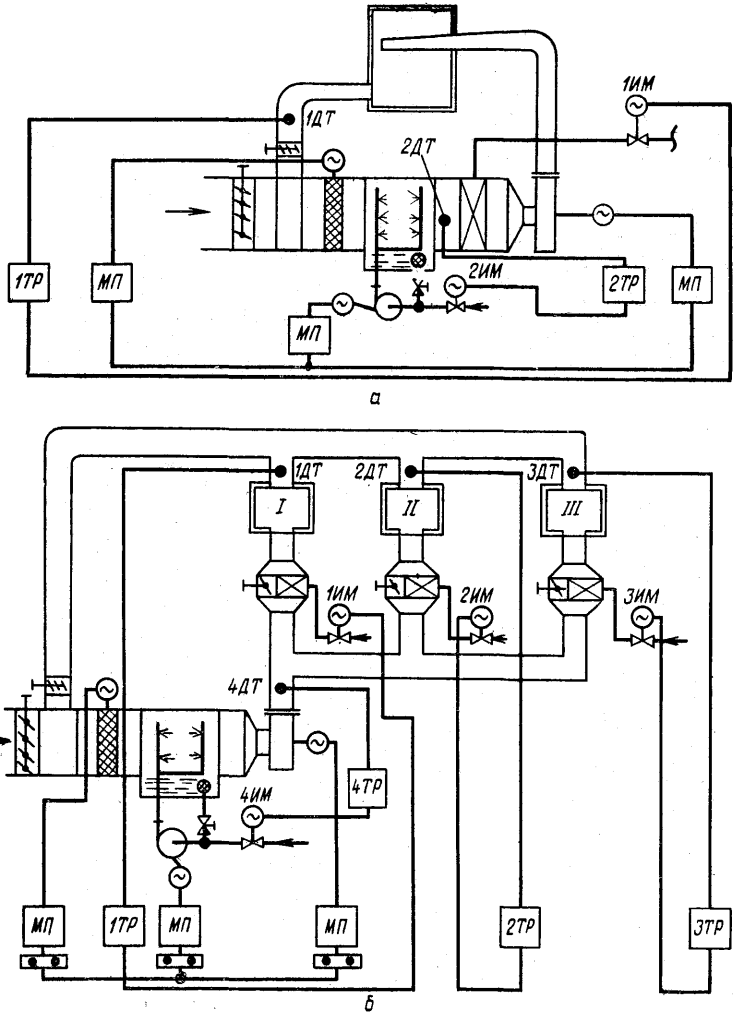


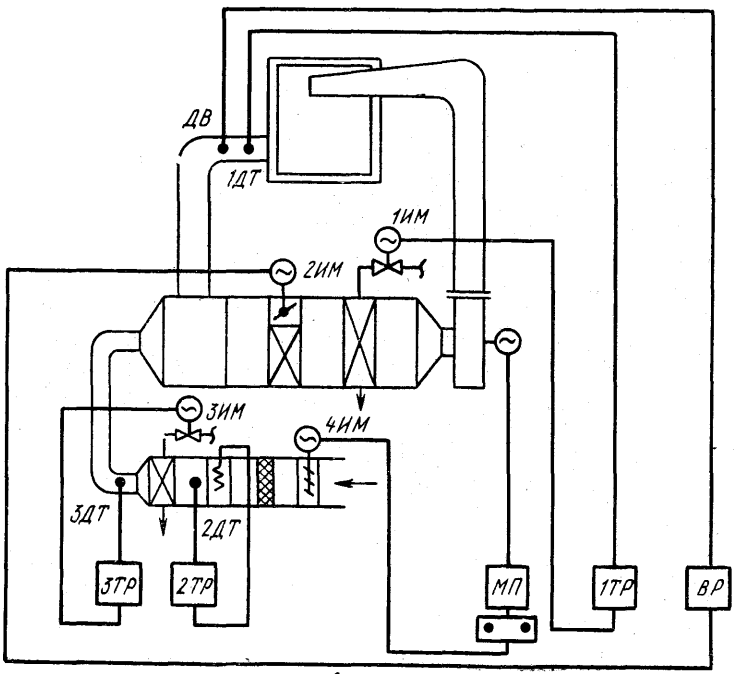
Рис. 83. Функциональные схемы автоматизации систем комфортно-технологического кондиционирования:

а, б, в — с постоянной рециркуляцией; *г* — с переменной рециркуляцией; I, II, III — кондиционируемые помещения; *МП* — магнитный пускатель.

ее заданной величины осуществляется изменением теплопроизводительности воздухонагревателя. Относительная влажность поддерживается влагорегулятором *ВР* и исполнительным механизмом *2ИМ* обводного клапана воздухоохладителя, установленного в кондиционере.

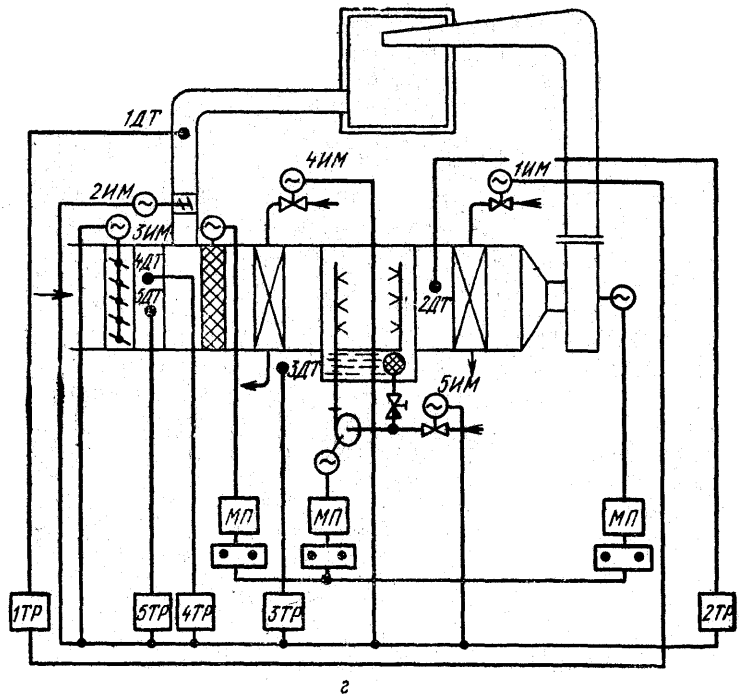
Постоянная температура наружного воздуха в холодный период года поддерживается терморегулятором *2ТР*, включающим или отключающим трубчатые электронагреватели калорифера, а в теплый период — терморегулятором *3ТР*, воздействующим на исполнительный механизм *3ИМ* клапана, регулирующего расход охлаждающей среды через поверхностный воздухоохладитель.

Исполнительный механизм *4ИМ* клапана наружного воздуха сблокирован с электродвигателем вентилятора. При пуске системы в работу одновременно с включением вентилятора подается сигнал на исполнительный механизм, и клапан открывается.



в

Рис. 83, *в*.



г

Рис. 83, *г*.

При автоматизации систем кондиционирования с переменной рециркуляцией воздуха (рис. 83, *г*) предусматривают автоматическое регулирование температуры и относительной влажности воздуха в помещении, а также автоматическую защиту воздухонагревателя первого подогрева от замораживания. Автоматическое регулирование температуры воздуха в помещении осуществляется терморегулятором *1ТР*. Терморегулятор воздействует на исполнительный механизм *1ИМ* регулирующего клапана воздухонагревателя второго подогрева, поддерживая температуру воздуха в помещении на заданном уровне.

Относительная влажность воздуха в помещении регулируется терморегулятором *2ТР* (по методу поддержания постоянной температуры точки росы). Датчик *2ДТ* терморегулятора *2ТР* воздействует на автоматические приводы клапанов наружного и внутреннего воздуха (исполнительные механизмы *2ИМ* и *3ИМ*), клапана воздухонагревателя первого подогрева (исполнительный меха-

низм *4ИМ*) и клапана холодной воды камеры орошения (исполнительный механизм *5ИМ*). Последовательность срабатывания исполнительных механизмов зависит от времени года.

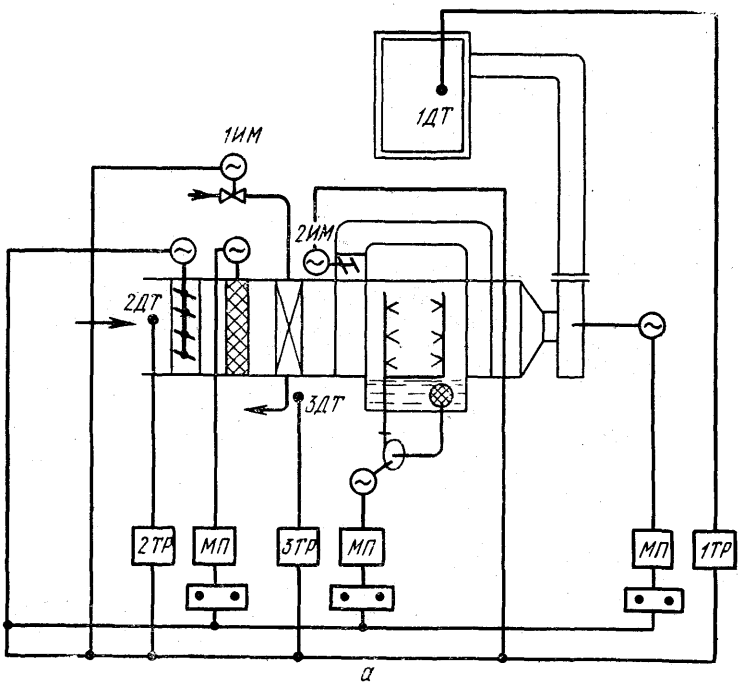
В теплый период года терморегулятор *2ТР* воздействует на исполнительный механизм *5ИМ* и изменяет холодопроизводительность камеры орошения. Чем выше температура наружного воздуха, тем больше холодной воды подается в камеру орошения. При параметрах наружного воздуха, соответствующих расчетным для теплого периода года, регулирующий клапан камеры орошения полностью открыт. Через клапан подается холодная вода.

В холодный период года включены клапаны наружного и внутреннего воздуха, а также клапан воздухонагревателя первого подогрева. При повышении температуры наружного воздуха терморегулятор *2ТР* подает сигнал на исполнительные механизмы *2ИМ*, *3ИМ* и *4ИМ*, вследствие чего содержание наружного воздуха в смеси увеличивается (с соответствующим уменьшением внутреннего воздуха), а количество теплоносителя, проходящего через воздухонагреватель первого подогрева, уменьшается. Если энтальпия наружного воздуха становится равной энтальпии воздуха, выходящего из камеры орошения, исполнительный механизм *4ИМ* отключается, и клапан воздухонагревателя закрывается. Одновременно включается исполнительный механизм *5ИМ*, и клапан камеры орошения, регулирующий расход холодной воды, начинает постепенно открываться. При этом система переходит на летний режим работы.

При энтальпии наружного воздуха $I_о \leqslant I_н \leqslant I_в$ система кондиционирования работает полностью на наружном воздухе (включен исполнительный механизм *3ИМ*). При дальнейшем повышении энтальпии наружного воздуха осуществляют переключение клапанов наружного и внутреннего воздуха с помощью терморегулятора *5ТР*. Контактное устройство терморегулятора подает сигнал на закрытие клапана наружного и открытие клапана внутреннего воздуха. Причем клапан наружного воздуха закрывается не полностью. Заслонки клапана остаются открытыми на величину угла, обеспечивающего подачу наружного воздуха в количестве, необходимом по санитарным нормам для обслуживающего персонала.

Автоматическая защита воздухонагревателя первого

подогрева от замораживания выполнена с помощью двух терморегуляторов *3ТР* и *4ТР*. Регулятор *3ТР* контролирует температуру теплоносителя, выходящего из воздухонагревателя. Его контактное устройство настраивают на температуру 25—35° С. Регулятор *4ТР* контролирует температуру наружного воздуха. Контактное устройство этого регулятора срабатывает при температуре $t_н = 3°$ С. При температуре наружного воздуха 3° С и ниже и температуре воды на выходе из воздухонагревателя 25—35 °С терморегулятор *4ТР* подает сигнал на полное открытие регулирующего клапана воздухонагревателя в целях прогрева последнего и одновременно отключает вентилятор кондиционера. Понижение температуры теплоносителя, выходящего из воздухонагревателя первого подогрева, до 25—35° С возникает при падении давления воды в сети, засорении клапана и при полном закрытии



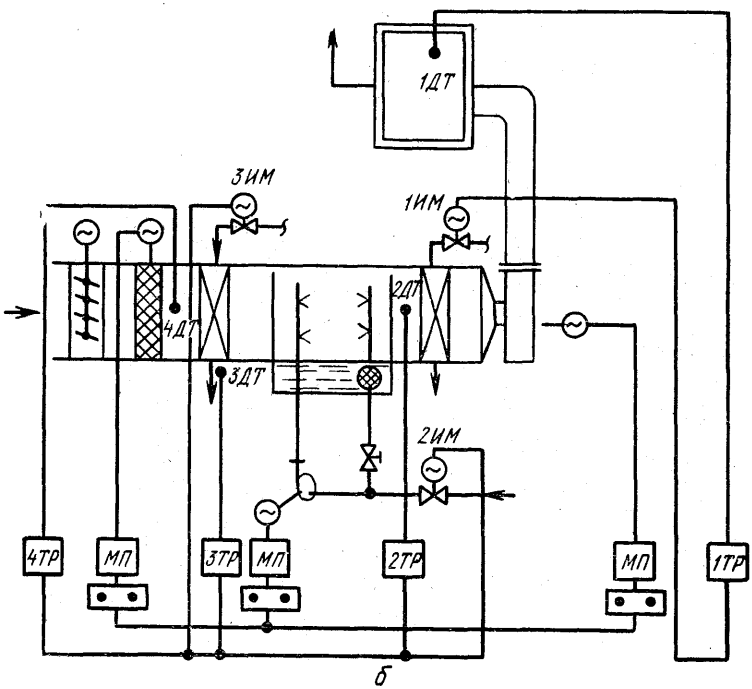
а

Рис. 84. Функциональные схемы автоматизации систем комфортного *а* — с увлажнением воздуха в теплый период года; *б* — с охлаждением и осу

его по сигналу регулятора температуры точки росы *2ТР*. После прогрева воздухонагревателя, продолжительность которого обычно настраивают с помощью реле времени, терморегулятор *3ТР* отключается, и клапан воздухонагревателя снова начинает работать с основным терморегулятором *2ТР*, открываясь или закрываясь в зависимости от температуры воздуха за камерой орошения.

Функциональные схемы автоматизации систем комфортного кондиционирования приведены на рис. 84.

В системе кондиционирования с увлажнением воздуха в теплый период года (рис. 84, *а*) предусмотрено регулирование только температуры воздуха в помещении. Автоматическое поддержание температуры осуществляют путем изменения количественного соотношения увлажненного и неувлажненного воздуха (в теплый период) и теплопроизводительности воздухонагревателя (в холодный период). Соотношение увлажненного и неувлажнен-



кондиционирования:
шением воздуха в теплый период года.

ного воздуха в смеси, подаваемой в помещение, изменяется с помощью исполнительного механизма *2ИМ* обводного клапана камеры орошения. Изменение теплопроизводительности воздухонагревателя осуществляют исполнительным механизмом *1ИМ* клапана, регулирующего расход теплопередающей среды, подаваемой в воздухонагреватель. Регулирование температуры производится регулятором *1ТР*.

Регуляторы температуры *2ТР* и *3ТР* являются вспомогательными и предназначены для автоматической защиты воздухонагревателя от замораживания в случае аварийных режимов его работы. Приборы автоматической защиты (регуляторы *2ТР* и *3ТР*, а также исполнительный механизм *1ИМ*) от замораживания в данной функциональной схеме срабатывают аналогично приборам, описанным в предыдущей схеме.

При автоматизации системы кондиционирования с охлаждением и осушением воздуха в теплый период (рис. 84, *б*) автоматическое регулирование температуры и относительной влажности воздуха осуществляют в течение всего года.

Температура воздуха в помещении поддерживается терморегулятором *1ТР*, воздействующим на исполнительный механизм *1ИМ* и изменяющим расход теплоносителя через воздухонагреватель второго подогрева, а относительная влажность — терморегулятором *2ТР*, воздействующим на исполнительные механизмы *2ИМ* и *3ИМ*.

В холодный период года терморегулятор *2ТР* воздействует на исполнительный механизм *3ИМ* регулирующего клапана, установленного на подаче теплоносителя в воздухонагреватель первого подогрева. При повышении температуры воздуха за камерой орошения терморегулятор подает сигнал на исполнительный механизм клапана таким образом, что через воздухонагреватель первого подогрева пропускается меньшее количество теплоносителя, а при понижении температуры — количество теплоносителя, проходящего через воздухонагреватель, возрастает.

Терморегулятор *2ТР* воздействует на исполнительный механизм *3ИМ* до тех пор, пока энтальпия $I_н$ наружного воздуха не станет равной энтальпии $I_о$ точки росы. При повышении энтальпии наружного воздуха ($I_н \geqslant I_о$) воздухонагреватель первого подогрева отключается, и си-

стема автоматизации осуществляет переключение кондиционера на летний режим работы.

При этом терморегулятор *2ТР* воздействует на исполнительный механизм *2ИМ* регулирующего клапана холодной воды, увеличивая расход ее по мере повышения температуры и энтальпии наружного воздуха. При достижении наружным воздухом параметров, соответствующих расчетным для теплого периода года, регулятор осуществляет подачу в камеру орошения только холодной воды.

Функциональная схема автоматизации работы предусматривает также приборы автоматической защиты воздухонагревателя первого подогрева от замораживания воды в его трубах. Опасность замораживания может возникнуть при резком понижении температуры наружного воздуха в холодный период года. Основными приборами автоматической защиты являются терморегуляторы *3ТР* и *4ТР*. Терморегулятор *3ТР* измеряет температуру воды, выходящей из воздухонагревателя, а терморегулятор *4ТР* контролирует температуру наружного воздуха. При резком понижении температуры наружного воздуха и одновременном понижении температуры воды, выходящей из воздухонагревателя, терморегулятор *4ТР* подает сигнал на полное открытие регулирующего клапана в целях прогрева воздухонагревателя. Одновременно автоматически отключается вентилятор кондиционера с целью прекращения подачи в кондиционер холодного наружного воздуха.

Кроме регулирования температуры и относительной влажности воздуха функциональные схемы систем комфортно-технологического и комфортного кондиционирования так же, как и систем технологического кондиционирования, осуществляют дистанционный и местный контроль параметров обрабатываемого воздуха, тепло- и холодоносителя, дистанционное и местное управление двигателями основного оборудования кондиционеров, а также световую сигнализацию включения двигателей и аварийного режима работы.

Приборы автоматического регулирования, контроля, управления и сигнализации устанавливают на щите управления системой кондиционирования. При пуске системы в работу необходимо настроить ее на заданный режим, а затем перевести на автоматическое управление.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Физические характеристики насыщенного водяного пара

Давление абсолютное, Па (кгс/см²)	Температура насыщения, °С	Плотность пара, 10^{-3} кг/м³	Энтальпия, кДж/кг		Теплота испарения, кДж/кг
			жидкости	пара	
1000 (0,01)	6,7	0,0076	28,18	2512,92	2484,87
2000 (0,02)	17,2	0,0147	72,22	2532,59	2460,16
4000 (0,04)	28,64	0,0282	111,66	2553,11	2432,95
6000 (0,06)	35,82	0,0413	150,01	2566,09	2416,20
8000 (0,08)	41,16	0,0543	172,33	2575,72	2403,22
10000 (0,1)	45,45	0,0669	190,29	2583,26	2393,18
12000 (0,12)	49,06	0,0794	205,36	2589,95	2384,38
14000 (0,14)	52,18	0,0918	218,43	2595,39	2376,85
16000 (0,16)	54,94	0,104	229,98	2600,42	2370,57
18000 (0,18)	57,41	0,116	240,28	2604,61	2364,29
20000 (0,20)	59,67	0,128	249,74	2608,79	2358,84
30000 (0,30)	69,68	0,188	287,47	2624,29	2336,65
40000 (0,40)	75,42	0,246	315,73	2635,59	2319,91
50000 (0,5)	80,86	0,303	338,55	2644,38	2305,67
60000 (0,6)	85,45	0,360	357,85	2652,34	2294,37
70000 (0,7)	89,45	0,415	374,68	2659,04	2284,32
80000 (0,8)	92,99	0,471	389,58	2664,48	2274,69
90000 (0,9)	96,18	0,526	409,26	2672,02	2262,97
100000 (1,0)	99,09	0,580	415,29	2674,53	2259,20
120000 (1,2)	104,25	0,687	437,02	2682,48	2245,38
140000 (1,4)	108,74	0,794	456,03	2689,18	2233,24
160000 (1,6)	112,73	0,900	472,90	2695,46	2222,35
180000 (1,8)	116,33	1,005	488,18	2700,10	2212,72
200000 (2,0)	119,62	1,110	502,17	2705,93	2203,93
250000 (2,5)	126,79	1,368	532,56	2715,98	2183,42
300000 (3,0)	132,88	1,621	558,52	2724,35	2165,83
350000 (3,5)	138,19	1,873	581,55	2731,47	2149,92
400000 (4,0)	142,92	2,124	601,64	2737,75	2136,11

Плотность сухого воздуха, парциальное давление насыщенного водяного пара, находящегося в атмосферном воздухе, и влагосодержание атмосферного воздуха при полном насыщении его влагой в зависимости от температуры при барометрическом давлении $1{,}013 \cdot 10^5$ Па (760 мм рт. ст.)

Температура, °С	Плотность сухого воздуха, кг/м³	Давление насыщенного водяного пара, Па (мм рт. ст.)	Влагосодержание при полном насыщении, г/кг
—40	1,524	33,25 (0,25)	0,2
—35	1,489	46,55 (0,35)	0,3
—30	1,456	59,85 (0,45)	0,4
—28	1,444	66,50 (0,50)	0,4
—26	1,432	77,14 (0,58)	0,5
—24	1,420	90,44 (0,68)	0,6
—22	1,408	106,40 (0,80)	0,7
—20	1,396	125,02 (0,94)	0,77
—18	1,385	148,90 (1,116)	0,93
—16	1,374	173,96 (1,308)	1,11
—14	1,363	206,15 (1,55)	1,3
—12	1,353	243,39 (1,83)	1,5
—10	1,342	284,62 (2,14)	1,79
—8	1,332	326,51 (2,455)	2,08
—6	1,322	382,51 (2,876)	2,40
—4	1,312	447,94 (3,368)	2,80
—2	1,303	524,15 (3,941)	3,28
0	1,293	609,14 (4,580)	3,80
2	1,284	705,16 (5,302)	4,48
4	1,275	810,9 (6,097)	5,10
6	1,265	930,73 (6,998)	5,78
8	1,256	1066,26 (8,017)	6,65
10	1,248	1224,93 (9,210)	7,63
12	1,239	1399,16 (10,520)	8,75
14	1,230	1594,4 (11,988)	9,97
16	1,222	1812,79 (13,630)	11,40
18	1,213	2058,84 (15,480)	12,90
20	1,205	2331,49 (17,530)	14,70
22	1,197	2637,39 (19,830)	16,80
24	1,189	2976,54 (22,380)	18,80
26	1,181	3352,93 (25,210)	21,40
28	1,173	3770,55 (28,35)	24,0
30	1,165	4232,06 (31,82)	27,28
32	1,157	4742,78 (35,66)	30,6
34	1,150	5173,7 (38,90)	34,4
36	1,142	5926,48 (44,56)	38,8

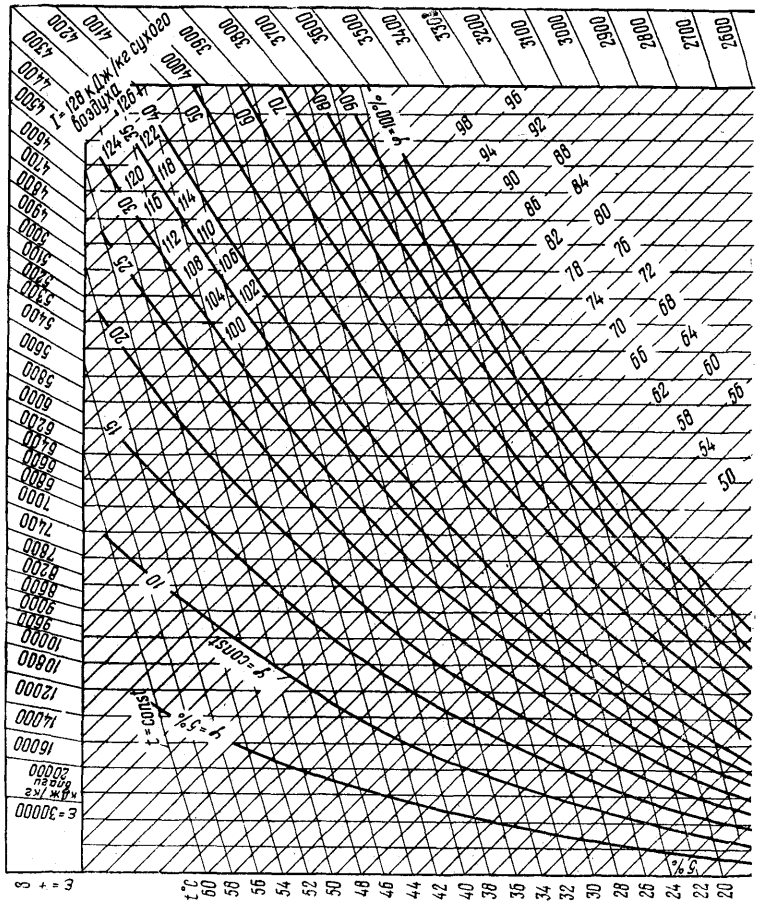
Энтальпия и влагосодержание атмосферного воздуха в зависимости от его температуры и относительной влажности при барометрическом давлении $0{,}99 \cdot 10^5$ Па (745 мм рт. ст.)

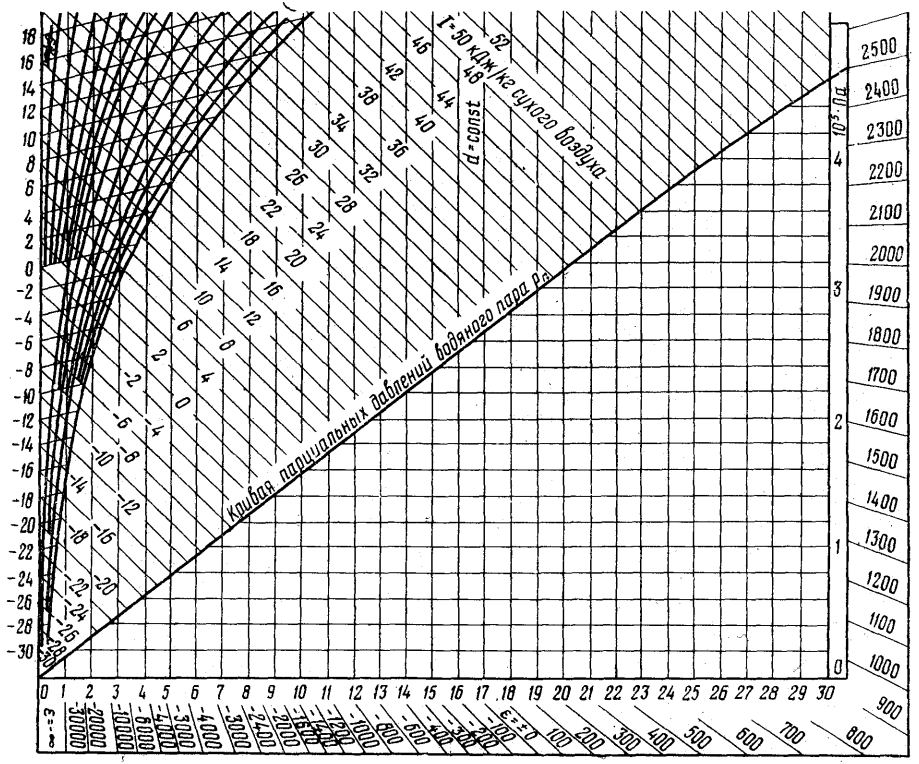
Показатели	Температура воздуха, °С														
	—20	—15	—10	—5	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
Энтальпия (в кДж/кг) в зависимости от относительной влажности, %															
45	—19,23	—13,78	—8,06	—2,07	4,31	7,00	9,77	12,65	15,64	18,80	22,08	25,51	29,12	32,94	36,96
50	—19,14	—13,64	—7,84	—1,74	4,78	7,56	10,42	13,39	16,49	19,78	23,20	26,79	30,58	34,61	38,86
55	—19,04	—13,49	—7,61	—1,41	5,27	8,12	11,06	14,13	17,34	20,76	24,32	28,08	32,05	36,28	40,76
60	—18,94	—13,34	—7,39	—1,08	5,75	8,67	11,70	14,87	18,19	21,74	25,44	29,36	33,52	37,95	42,67
65	—18,85	—13,20	—7,17	—0,75	6,23	9,23	12,35	15,61	19,04	22,72	26,57	30,65	34,99	39,63	44,58
70	—18,75	—13,05	—6,95	—0,42	6,71	9,79	12,99	16,35	19,89	23,70	27,70	31,94	36,46	41,31	46,49
75	—18,65	—12,91	—6,73	—0,09	7,19	10,35	13,63	17,09	20,74	24,69	28,83	33,23	37,94	43,00	48,41
80	—18,56	—12,77	—6,50	0,24	7,67	10,91	14,28	17,83	21,60	25,67	30,01	34,53	39,42	44,69	50,33
85	—18,46	—12,62	—6,28	0,57	8,15	11,47	14,92	18,58	22,45	26,66	31,09	35,82	40,90	46,38	52,26
90	—18,36	—12,48	—6,06	0,90	8,63	12,03	15,57	19,32	23,31	27,65	32,22	37,12	42,38	48,08	54,19
95	—18,27	—12,33	—5,84	1,23	9,12	12,59	16,22	20,07	24,17	28,63	33,36	38,42	43,87	49,77	56,13
100	—18,17	—12,19	—5,61	1,56	9,60	13,15	16,86	20,81	25,03	29,63	34,49	39,72	45,36	51,48	58,07

Показатели	Температура воздуха, °С														
	—20	—15	—10	—5	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
Влагосодержание (в г/кг) в зависимости от относительной влажности, %															
45	0,35	0,53	0,81	1,19	1,73	1,20	2,30	2,64	3,03	3,48	3,98	4,54	5,16	5,87	6,66
50	0,39	0,58	0,89	1,32	1,92	2,22	2,56	2,94	3,36	3,87	4,42	5,04	5,74	6,53	7,41
55	0,43	0,64	0,98	1,45	2,11	2,44	2,81	3,23	3,70	4,26	4,89	5,55	6,32	7,19	8,16
60	0,47	0,70	1,07	1,59	2,30	2,67	3,07	3,53	4,04	4,65	5,31	6,06	6,90	7,85	9,91
65	0,51	0,76	1,16	1,72	2,50	2,89	3,33	3,82	4,38	5,04	5,76	6,57	7,49	8,52	9,66
70	0,55	0,82	1,25	1,85	2,69	3,11	3,58	4,12	4,72	5,43	6,21	7,09	8,07	9,18	10,42
75	0,59	0,88	1,34	1,99	2,88	3,34	3,84	4,41	5,06	5,82	6,66	7,60	8,65	9,85	11,17
80	0,63	0,94	1,43	2,12	3,07	3,56	4,10	4,71	5,40	6,21	7,11	8,11	9,24	10,51	11,93
85	0,67	1,00	1,52	2,25	3,27	3,78	4,36	5,01	5,74	6,61	7,56	8,63	9,83	11,18	12,69
90	0,71	1,05	1,61	2,38	3,46	4,01	4,62	5,30	6,08	7,00	8,01	9,14	10,41	11,85	13,46
95	0,75	1,11	1,70	2,52	3,65	4,23	4,87	5,60	6,42	7,39	8,46	9,66	11,00	12,53	14,22
100	0,79	1,17	1,79	2,65	3,85	4,46	5,13	5,90	6,77	7,79	8,91	10,17	11,59	13,20	14,99

Приложение IV

I—d-диаграмма воздуха при барометрическом давлении $1{,}013 \cdot 10^5$ Па (760 мм рт. ст.)




I=50 кДж/кг сухого воздуха
d=const
Кривая парциальных давлений водяного пара Pв
10³·Pв
d
t
φ

Расчетные параметры наружного воздуха (по СНиП II—33—75)

Пункты	Расчетное барометрическое давление, Па (мм рт. ст.)	Периоды года	Параметры группы Б		Расчетная скорость движения ветра, м/с
			температура, °С	энтальпия, кДж/кг	
Алма-Ата	0,99·10⁵(745)	Теплый	34,7	54,5	1,0
		Холодный	—24,0	—23,5	1,9
Архангельск	1,013·10⁵(760)	Теплый	25,7	48,7	4,0
		Холодный	—32,0	—31,8	5,9
Ашхабад	0,97·10⁵(730)	Теплый	40,5	62,5	2,4
		Холодный	—11,0	— 8,4	2,8
Баку	1,013·10⁵(760)	Теплый	33,0	69,6	4,0
		Холодный	— 3,0	2,5	8,4
Вильнюс	0,99·10⁵(745)	Теплый	27,8	52,0	1,0
		Холодный	—21,0	—19,7	5,5
Волгоград	0,99·10⁵(745)	Теплый	34,8	55,4	4,6
		Холодный	—25,0	—24,3	8,5
Ереван	0,91·10⁵(685)	Теплый	35,1	58,7	1,0
		Холодный	—18,0	—16,4	2,5
Иркутск	0,95·10⁵(715)	Теплый	28,8	51,1	1,0
		Холодный	—35,0	—34,8	2,8
Киев	0,99·10⁵(745)	Теплый	31,3	55,7	1,0
		Холодный	—21,0	—20,2	4,3
Кишинев	0,99·10⁵(745)	Теплый	31,7	58,3	3,6
		Холодный	—16,0	—14,3	5,4
Краснодар	1,013·10⁵(760)	Теплый	34,3	63,8	2,7
		Холодный	—17,0	—15,1	3,6
Красноярск	0,97·10⁵(730)	Теплый	31,6	52,4	1,0
		Холодный	—37,0	—36,9	6,2
Куйбышев	0,99·10⁵(745)	Теплый	30,6	54,5	3,2
		Холодный	—29,0	—28,5	5,4

Пункты	Расчетное барометрическое давление, Па (мм рт. ст.)	Периоды года	Параметры группы Б		Расчетная скорость движения ветра, м/с
			температура, °С	энтальпия, кДж/кг	
Ленинград	$1{,}013 \cdot 10^5$(760)	Теплый	26,2	50,4	1,0
		Холодный	—24,0	—23,1	4,2
Минск	$0{,}99 \cdot 10^5$(745)	Теплый	27,7	51,2	3,8
		Холодный	—22,0	—21,0	5,4
Москва	$0{,}99 \cdot 10^5$(745)	Теплый	28,5	54,1	3,4
		Холодный	—26,0	—25,2	4,9
Новосибирск	$0{,}99 \cdot 10^5$(745)	Теплый	30,0	54,5	1,0
		Холодный	—39,0	—39,0	5,7
Одесса	$1{,}013 \cdot 10^5$(760)	Теплый	30,5	60,9	3,9
		Холодный	—15,0	—13,0	8,5
Рига	$1{,}013 \cdot 10^5$(760)	Теплый	27,5	51,6	1,0
		Холодный	—19,0	—17,6	4,5
Свердловск	$0{,}97 \cdot 10^5$(730)	Теплый	29,1	49,5	1,0
		Холодный	—32,0	—31,8	5,0
Сочи	$1{,}013 \cdot 10^5$(760)	Теплый	30,4	68,0	1,8
		Холодный	— 2,0	— 3,4	6,5
Таллин	$1{,}013 \cdot 10^5$(760)	Теплый	25,5	49,1	4,9
		Холодный	—21,0	—20,2	7,7
Ташкент	$0{,}95 \cdot 10^5$(715)	Теплый	37,7	61,6	1,2
		Холодный	—13,0	—11,4	1,7
Тбилиси	$0{,}95 \cdot 10^5$(715)	Теплый	33,4	61,6	1,0
		Холодный	— 7,0	— 3,8	3,9
Тюмень	$0{,}99 \cdot 10^5$(745)	Теплый	29,7	52,4	2,7
		Холодный	—33,0	—33,0	3,9
Харьков	$0{,}99 \cdot 10^5$(745)	Теплый	31,1	56,6	1,0
		Холодный	-23,0	—22,2	5,0
Якутск	$0{,}99 \cdot 10^5$(745)	Теплый	30,6	66,0	1,0
		Холодный	—56,0	—56,2	2,6

Приложение VI

Допустимые параметры воздуха в рабочей зоне производственных помещений и обслуживаемой зоне других помещений в производственных, вспомогательных и общественных зданиях (по СНиП II—33—75)

Помещения	Работа	Температура, °С		Относительная влажность на постоянных рабочих местах, %, не более	Скорость движения, м/с, не более
		на постоянных рабочих местах	вне постоянных рабочих мест		
Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха $\leqslant 10°$ С)					
Производственные помещения с незначительными избытками явного тепла (23 Вт/м³)	Легкая	17—22	15—22	75	0,3
	Средней тяжести	15—20	13—20	75	0,5
	Тяжелая	13—18	12—18	75	0,5
Производственные помещения со значительными избытками явного тепла (более (23 Вт/м³ и менее)	Легкая	17—24	15—26	75	0,5
	Средней тяжести	16—22	15—24	75	0,5
	Тяжелая	13—17	12—19	75	0,5

Продолжение прил. VI

Помещения	Работа	Температура, °С		Относительная влажность на постоянных рабочих местах, %, не более	Скорость движения, м/с, не более
		на постоянных рабочих местах	вне постоянных рабочих мест		
Теплый период года (температура наружного воздуха >10° С)					
Производственные помещения с незначительными избытками явного тепла (23 Вт/м³ и менее)	Легкая	Не более чем на 3°С выше расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры группы А), но не более 28°С	Не более чем на 3°С выше расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры группы А)	Не более 55 (t=28° С), 60 (t=27 °С), 65 (t=26° С), 70 (t=25° С), 75 (t=24 °С)	0,3—0,5
	Средней тяжести	То же	То же	То же	0,3—0,7
	Тяжелая	То же, но не более 26° С	Не более чем на 3°С выше расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры А)	Не более 65 (t=26° С), 70 (t=25° С), 75 (t=24° С и ниже)	0,5—1,0
Производственные помещения со значительными избытками явного тепла (более 23 Вт/м³)	Легкая	Не более чем на 5° С выше расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры группы А), но не более 28°С	Не более чем на 5° С выше расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры группы А)	Не более 55 (t=28° С), 60 (t=27 °С), 65 (t=26° С), 70 (t=25° С), 75 (t=24° С и ниже)	0,3—0,7

Продолжение прил. VI

Помещения	Работа	Температура, °С		Относительная влажность на постоянных рабочих местах, %, не более	Скорость движения, м/с, не более
		на постоянных рабочих местах	вне постоянных рабочих мест		
	Средней тяжести	То же	То же	То же	0,5—1,0
	Тяжелая	То же, но не более 26° С	»	Не более 65 (t = 26° С), 70 (t = 25° С), 75 (t = 24° С и ниже)	0,5—1,0
Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха $\leqslant 10°$ С)					
Вспомогательные помещения в производственных зданиях, помещения в общественных и вспомогательных зданиях	—	18—22	—	0,3	65
Теплый период года (температура наружного воздуха $> 10°$ С)					
Вспомогательные помещения в производственных зданиях и помещениях в общественных и вспомогательных зданиях	—	Не более чем на 3°С выше расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры группы А)	—	0,5	65

Приложение VII

Оптимальные параметры воздуха на постоянных рабочих местах в рабочей зоне производственных помещений и в обслуживаемой зоне других помещений (по СНиП II—33—75)

Помещения	Работа	Параметры воздуха		
		температура, °С	относительная влажность, %	скорость, м/с
Холодный и переходный периоды года (температура наружного воздуха $\leqslant 10°$ С)				
Производственные помещения независимо от величины избытков явного тепла	Легкая	20—22	60—30	Не более 0,2
	Средней тяжести	17—19	60—30	Не более 0,3
	Тяжелая	16—18	60—30	Не более 0,3
Вспомогательные помещения в производственных зданиях, помещения в общественных и вспомогательных зданиях	—	20—22	45—30	0,1—0,15
Теплый период года (температура наружного воздуха $>10°$ С)				
Производственные помещения независимо от величины избытков явления тепла	Легкая	22—25	60—30	0,2
	Средней тяжести	20—23	60—30	0,2—0,5
	Тяжелая	18—21	60—30	0,3—0,7
Вспомогательные помещения в производственных зданиях, помещениях в общественных и вспомогательных зданиях	—	22—25	60—30	Не более 0,25

Удельное количество тепла (в Вт/м²), поступающего от прямой и рассеянной солнечной радиации в июле через вертикальное одинарное остекление световых проемов со стеклом толщиной 2,5—3,5 мм (по СНиП II—33—75)

Расчетная географическая широта в °с.ш.	Ориентация вертикального светового проема							
	север	северо-восток	восток	юго-восток	юг	юго-запад	запад	северо-запад
	68/36	117/36	116/24	24/28	16	16	21	19
	55/71	333/90	347/109	155/86	52	36	44	46
	27/81	368/114	434/133	273/109	71	56	55	56
36	71	274/103	418/123	306/108	77	60	64	60
	64	148/80	345/99	297/90	35/78	63	61	61
	61	38/71	186/85	230/82	87/78	65	61	65
	60	67	32/75	118/74	110/78	3/68	67	65
	71/31	169/46	213/46	50/35	20	20	21	22
	51/71	349/96	418/111	182/86	55	42	44	46
	6/78	345/114	492/132	302/109	71	56	55	57
40	71	258/103	470/121	353/108	60/78	60	60	60
	64	116/80	362/99	341/95	150/79	63	61	61
	61	6/71	190/81	274/82	222/81	67	61	65
	60	67	35/73	172/77	256/81	45/72	65	65
	84/38	222/53	291/58	72/39	23	22	22	23
	42/70	368/97	451/111	209/86	55	44	44	32

Расчетная географическая широта в °с. ш.	Ориентация вертикального светового проема							
	север	северо-восток	восток	юго-восток	юг	юго-запад	запад	северо-запад
	77	356/110	508/130	332/109	71	55	55	55
44	71	255/101	488/121	397/108	66/79	60	59	60
	64	84/80	370/100	386/101	161/81	63	60	61
	60	71	193/80	304/86	245/84	67	60	64
	59	67	37/72	213/79	288/85	73/77	65	65
	93/45	255/60	326/65	95/45	27	26	24	26
	35/68	384/98	471/114	237/87	55	43	44	44
	74	348/107	541/129	362/109	3/73	53	53	53
	70	222/99	495/121	426/111	80/81	60	58	59
48	64	60/81	371/100	418/107	186/86	65	58	61
	60	71	193/81	351/94	270/87	7/70	60	64
	59	67	37/72	251/84	316/88	106/78	65	65
	102/55	300/68	370/73	116/52	31	28	28	28
	26/68	390/97	495/118	271/90	59	43	44	44
	71	341/106	544/129	397/110	13/75	55	53	53
52	67	196/96	496/123	447/114	94/85	63	57	58
	63	42/79	374/100	428/110	205/87	67	59	60
	60	68	193/84	362/97	298/89	14/72	60	61
	59	65	37/72	231/86	343/90	150/78	65	63
	88/19	165/32	226/27	17/20	12	13	13	12

Продолжение прил. VIII

Расчетная географическая широта в °с. ш.	Ориентация вертикального светового проема							
	север	северо-восток	восток	юго-восток	юг	юго-запад	запад	северо-запад
	103/56	343/74	422/74	139/57	35	28	30	30
	17/66	400/93	522/115	287/89	58	42	43	44
	65	339/97	545/122	423/104	22/74	53	48	53
56	61	174/87	502/114	478/108	128/85	64	55	56
	58	26/71	377/90	478/102	245/88	67	56	61
	57	61	193/75	426/92	346/90	70/68	58	58
	55	59	37/67	329/79	397/92	214/71	63	58
	39/7	95/7	—	—	—	—	—	—
	111/28	271/39	290/37	58/14	16	15	14	14
	107/51	386/71	447/78	152/58	35	28	30	32
	15/59	403/86	541/107	312/85	53	39	39	43
60	57	331/82	554/110	440/96	37/70	49	45	50
	55	146/77	508/99	500/97	166/81	60	50	52
	51	19/61	377/77	500/92	287/86	65	51	53
	51	55	193/65	451/84	383/90	70/68	53	53
	50	55	37/60	362/74	448/90	302/71	56	53
	70/19	125/23	121/19	35/12	12	9	9	10
	158/38	329/51	306/51	96/38	21	19	21	22
	109/52	428/74	470/85	208/61	36	28	31	35
	12/55	407/82	557/104	361/82	52	38	37	44

Продолжение прил. VIII

Расчетная географическая широта в °с. ш.	Ориентация вертикального светового проема							
	север	северо-восток	восток	юго-восток	юг	юго-запад	запад	северо-запад
	52	316/82	574/106	481/95	57/68	46	42	48
64	51	132/73	517/95	542/95	194/79	58	46	50
	49	12/58	378/74	543/90	331/85	64	48	50
	48	51	193/61	487/82	434/89	116/67	49	51
	48	51	37/57	394/74	494/89	255/70	51	51
	63/17	145/16	144/12	28/9	8	6	7	8
	111/28	281/32	258/35	70/19	19	12	9	14
	128/44	408/58	383/65	135/42	23	17	19	20
	113/52	473/78	502/95	245/66	38	28	31	38
	9/55	411/82	582/106	385/88	7/55	38	37	44
68	51	296/82	587/106	498/98	79/68	46	42	48
	48	5/57	393/74	581/90	368/85	65	48	49
	48	51	193/61	530/85	462/89	174/65	49	50
	48	51	37/57	441/74	522/89	302/71	51	51

Примечание. Значения величины радиации приведены в виде дроби: в числителе — прямой радиации, в знаменателе — рассеянной. Отдельной цифрой (не дробью) даны значения рассеянной радиации.

Приложение IX

Количество тепла $Q_{ап}$, поступающего от технологического оборудования мясной и молочной промышленности

Оборудование	Количество тепла, Вт*	Примечание
Мясная промышленность		
Стол конвейерный для инспекции внутренностей крупного рогатого скота (тепловыделения от стерилизатора чаш конвейера)	2100**	Стерилизатор металлический, неизолированный, давление пара $3 \cdot 10^2$ кПа
Стол конвейерный для инспекции внутренностей свиней (тепловыделения от стерилизатора чаш конвейера)	1245	Стерилизатор металлический, неизолированный, давление пара $3 \cdot 10^2$ кПа
Стол конвейерный для инспекции внутренностей баранов (тепловыделения от стерилизатора чаш конвейера)	815	Стерилизатор металлический, неизолированный, давление пара $3 \cdot 10^2$ кПа
Скребмашина производительностью 100 голов в час	3840	Температура воды 65° С
Опалочная печь производительностью 200 туш в час	12 800	Печь изолирована, расход нефти на опалку туши 0,3 кг
Печь опалочная для шерстных субпродуктов	6400	Расход генераторного газа 31 м³/ч, кожух печи изолирован
Чан металлический для мойки инвентаря (1600××700×500 мм)	735	Чан неизолированный, открытый; температура воды 40—45° С
Чан металлический, открытый (с перфорированной трубой по дну) для шпарки свиных голов, желудков, рогов или копыт	407*** 600	Температура воды 65—68° С, чан изолирован
Барабан для очистки и шпарки субпродуктов. Производительность 50 рубцов, 150 книжек или 200 синюг крупного рогатого скота в час	2020	В поддон, заполненный горячей водой, подается пар давлением 3×10^2 кПа, температура воды при шпарке 65—68° С, барабан не изолирован

Оборудование	Количество тепла, Вт*	Примечание
Машина для мойки субпродуктов производительностью 300 кг/ч	1140	Давление пара $3 \cdot 10^2$ кПа, температура горячей воды 38° С
Чан железобетонный (для замочки кишок) габаритными размерами, мм		Чан открытый, температура воды в чане 38—45° С
1340×340×500	350	
1840×840×500	610	
2340×1090×500	875	
2840×1310×500	1175	
Сушильный шкаф для сушки костей, волоса, щетины и сухожилий	3440	Давление пара $4 \cdot 10^2$ кПа, шкаф деревянный, оцинкованный
Автоклав для вытопки свиного жира вместимостью 0,75 м³ (вытопка при герметически закрытой крышке)	3170*** 3780	Давление пара $5 \cdot 10^2$ кПа, вместимость корзины 0,4 м³, корпус и днище изолированы
Котел для вытопки жира с мешалкой вместимостью, м³		Давление пара $4 \cdot 10^2$ кПа, корпус и днище изолированы
0,85	1110*** 1690	
1,25	1400*** 2145	
2,3	2100*** 3140	
Аппарат для вытопки костного жира с непрерывным отводом жира и бульона (котел на три корзины)	4030*** 5400	Давление пара $5 \cdot 10^2$ кПа, корпус и днище изолированы
Отцеживатель для шквары вместимостью, м³		Отцеживатель открытый, неизолированный, днище изолировано, давление пара $5 \cdot 10^2$ кПа
0,88	3884	
1,62	5710	

Продолжение прил. IX

Оборудование	Количество тепла, Вт*	Примечание
Отстойники для жира вместимостью, м³		Давление пара $4 \cdot 10^2$ кПа, корпус и днище изолированы
0,5	630*** 1030	
0,85	932*** 1515	
1,25	1250*** 2080	
1,6	1280*** 2180	
2,3	1770*** 2910	
3,0	1876*** 3260	
Пресс для отжима жира из шквары	1225	
Сепаратор для жира и бульона вместимостью, м³		
0,9	525*** 1280	Давление пара $1{,}5 \times 10^2$ кПа, паровая рубашка жаровни изолирована
1,5	770*** 1815	—
Бункер для приема и коагуляции крови и шляма вместимостью 0,5 м³	1690*** 2680	Давление пара $2 \cdot 10^2$ кПа; подается в барботер, бункер изолирован
Котел горизонтальный воздушный для сухой вытопки жира вместимостью, м³		Давление пара $5 \cdot 10^2$ кПа
1,5	2330*** 3740	

Оборудование	Количество тепла, Вт*	Примечание
2,8	2680*** 4780	
4,6	3380*** 6400	
Автоклав для вытопки технических жиров вместимостью, м³		Давление пара $7 \cdot 10^2$ кПа
1,25	1980*** 2900	
2,0	2350*** 3840	
Диффузор для варки костей вместимостью 3 м³	1080*** 2750	Давление пара $6 \cdot 10^2$ кПа
Отстойник (приемник) для технического жира вместимостью 1,0 м³	885*** 1600	Отстойник открытый с двойным днищем, давление пара $3 \cdot 10^2$ кПа, стенки и днище изолированы
Чан для варки крови (с паровым барботером по дну) вместимостью 0,8 м³	1315*** 2840	Стенки и днище изолированы, давление пара $3 \cdot 10^2$ кПа
Котел варочный с опрокидной корзиной вместимостью 300 л	1470	Давление пара $3 \cdot 10^2$ кПа, котел открытый, паровая рубашка изолирована
Котел варочный закрытый типа «Вулкан» вместимостью 600 л	2800	Давление пара $1{,}5 \cdot 10^2$ кПа, изолирован корпус рубашки
Печь ротационная для выпечки мясных хлебов с газовым обогревом	2450	Расход газа 1,8 м³/ч, печь изолирована

Продолжение прил. IX

Оборудование	Количество тепла, Вт*	Примечание
Дверь изолированная двустворчатая		Температура в коптильной камере 45° С, а в обжарочной камере 90° С
коптильной камеры	210	
обжарочной камеры	675	
Молочная промышленность		
Туннельная флягомоечная машина производительностью 400 шт. в час	11900	
Пастеризатор молока производительностью 10 000 л/ч	8600	
Пастеризационно-охладительная установка производительностью, л/ч		
3000	3500	
5000	4600	
10 000	5800	
Машина для мойки бутылок производительностью, бут/час		Температура моющего раствора 70° С
3000	6000	
6000	8700	
Машина для мойки деревянных ящиков производительностью 900 ящиков в час	5800	Температура моющего раствора 70° С
Вакуум-выпарная установка «Виганд» для сгущения молока	2300	—

* При температуре окружающего воздуха 22° С.

** При температуре изолированной поверхности оборудования 30° С.

*** В числителе дроби — при температуре поверхности оборудования 30° С, в знаменателе — при 40° С.

Приложение X

Количество влаги, поступающей от технологического оборудования мясной и молочной промышленности

Оборудование	Количество влаги, кг/(с·10^{-3})*
Мясная промышленность	
Чан шпарильный для шпарки свиных туш на 100 голов в час	9,85
Чан для приема технической крови размером 3×1×0,9 м	0,56
Варочный котел опрокидной вместимостью, л	
60	0,4
150	0,72
200	0,76
Котел варочный закрытый на 600 л (при открытой крышке)	10,3
Котел для вытопки жира на 850 л с мешалкой (при открытой крышке)	5,0
Варильный аппарат для обработки технического сырья (линии ВНИИМПа)	1,66
Механический фильтр с поверхностью фильтрации, м^2	
41	0,89
70	1,55
Вакуум-фильтр с поверхностью фильтрации 40 м^2	4,0
Фильтр-пресс с фильтрующей поверхностью, м^2	
16	4,16
32	6,4
40	7,5
48	8,9
Фаршемешалка вместимостью 300 л	1,36
Молочная промышленность	
Машина для мойки деревянных ящиков производительностью 900 ящиков в час	2,86
Туннельная флягомоечная машина производительностью 400 шт. в час	8,8
Пастеризатор производительностью 10000 л/ч	3,78
Ванна длительной пастеризации вместимостью 600 л	0,81
Трубчатый пастеризатор производительностью 5000 л/ч	4,58
Сепараторы для производства цельномолочной продукции	2,22—3,0
Линия для мойки бутылок производительностью 12 000 бутылок в час	36,1
Автомат для фасовки сырково-творожной продукции	0,36

* При температуре окружающего воздуха 22° С и относительной влажности 70%.

Предельно допустимая концентрация пыли в воздухе (в мг/м³) рабочей зоны производственных помещений (по СН 245—71)

Пыль	
растительного и животного происхождения с примесью двуокиси кремния более 10% (зерновая, хлопчатобумажная, шерстяная, пуховая и др.)	2
с примесью двуокиси кремния от 2 до 10%	4
с примесью двуокиси кремния менее 2% (мучная, хлопчатобумажная, пуховая и др.)	6
минеральная и растительная, не содержащая двуокиси кремния и примесей токсических веществ	10

Допустимая концентрация пыли в воздухе (в мг/м³), удаляемом из помещения в атмосферу (по СН 245—71)

Предельно допустимая концентрация пыли в воздухе рабочей зоны, мг/м³	2	2—4	4—6	6—10
Допустимая концентрация пыли в воздухе, выбрасываемом в атмосферу, мг/м³	30	60	80	100

Приложение XII

Техническая характеристика фреоновых воздухоохладителей конструкции ВНИИхолодмаша [1]

Площадь поверхности охлаждения, м²	Количество рядов труб	Живое сечение для прохода воздуха, м²	Шаг ребер, мм
82	6	0,869	10,0
105	6	0,856	7,5
155	6	0,831	5,0
301	6	0,755	2,5

[1] Воздухоохладитель изготовлен из медных труб с алюминиевыми ребрами, оребрение пластинчатое.

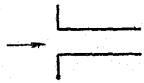
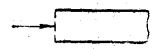
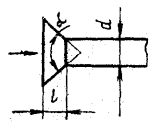
Техническая характеристика воздухонагревателей (калориферов)
Калориферы стальные

Площадь поверхности нагрева, м²		Площадь живого сечения (в м²) для прохода			
		воздуха		теплоносителя	
трехрядных	четырехрядных	трехрядных	четырехрядных	трехрядных	четырехрядных
С пластинчатым оребрением					
9,9	12,7	0,115	0,115	0,0046	0,0061
13,2	16,9	0,154	0,154	0,0061	0,0082
16,7	21,4	0,195	0,195	0,0061	0,0082
20,9	26,8	0,224	0,224	0,0076	0,0102
25,3	32,4	0,295	0,295	0,0076	0,0102
30,4	38,9	0,354	0,354	0,0092	0,0122
35,7	45,7	0,416	0,416	0,0092	0,0122
41,6	53,3	0,485	0,485	0,0107	0,0143
47,8	61,2	0,558	0,558	0,0107	0,0143
54,6	69,9	0,638	0,638	0,0122	0,0163
Со спирально-навивным оребрением					
19,77	13,02	0,0913	0,0913	0,0061	0,0081
13,43	16,28	0,12	0,112	0,0084	0,01
17,06	20,68	0,153	0,143	0,0084	0,011
21,71	26,88	0,167	0,182	0,0107	0,0132
26,29	32,55	0,227	0,222	0,0107	0,0132
30,05	40,06	0,271	0,271	0,0122	0,0163
35,28	47,04	0,318	0,318	0,0122	0,0163
41,89	55,86	0,375	0,375	0,0145	0,0193
48,22	64,29	0,431	0,431	0,0145	0,0193
55,84	71,06	0,497	0,475	0,0168	0,0213

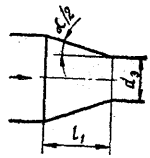
Калориферы электрические

Производительность по воздуху, кг/с (кг/ч)	Площадь живого сечения для прохода воздуха, м²	Количество нагревателей	Мощность, Вт	
			одной секции	суммарная
0,59(2125)	0,059	36	6250	25000
0,93(3375)	0,104	48	10000	40000
1,42(5130)	0,175	60	15000	60000
2,5(9000)	0,263	84	25000	100000
3,34(12000)	0,433	108	40000	160000
5,2(18710)	0,617	144	62500	250000

Значения безразмерного коэффициента ξ в зависимости от вида местного сопротивления

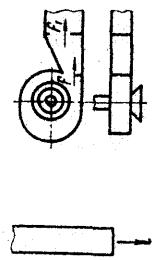
Вид местного сопротивления		Величина безразмерного коэффициента ξ
Вход в трубу, заделанную заподлицо в стену		ξ=0,5
Вход в трубу с сеткой ($F_{отв}$—площадь живого сечения сетки)		$F_{отв}/F$ . . . 0,4 0,6 0,8 1,0 ξ . . . 4 1,97 1,32 1,0
Вход через неподвижную жалюзийную решетку, установленную в прямом канале ($F_р$ — площадь живого сечения решетки)		$F_р/F$ . . 0,4 0,6 0,8 1,0 ξ . . . 10,5 3,6 1,56 0,85
Вход в конический коллектор		

l/d	Значения ξ при α				
	0	30	60	100	180
0,05	1	0,8	0,67	0,58	0,5
0,1	1	0,55	0,41	0,41	0,5
0,25	1	0,3	0,17	0,22	0,5
1,0	1	0,14	0,1	0,18	0,5

Вход в прямолинейный конфузор		$l_1/d_э$	Значения ξ при α			
			10	20	30	40
		0,1	0,41	0,34	0,27	0,24
		0,15	0,39	0,29	0,22	0,18
		0,6	0,29	0,2	0,15	0,13
		Свыше 0,6	0,1	0,1	0,1	0,1

Вид местного сопротивления		Величина безразмерного коэффициента ξ

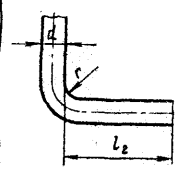
Вход в диффузор за центробежным вентилятором



α	Значения ξ при F_1/F				
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
15	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14
25	0,15	0,18	0,21	0,23	0,25
35	0,21	0,31	0,38	0,41	0,43

$\xi = 1{,}1$

Выход свободный из трубы



r/d	Значения ξ при l_2/d				
	0	1	2	3	4
0	2,95	3,2	2,7	2,4	2,2
0,5	1,8	1,4	1,3	1,3	1,2
1,0	1,5	1,1	1,1	1,1	1,1
2,0	1,2	1,1	1,0	1,0	1,0

Выход из меньшего сечения в большее, и наоборот (при любых формах сечений ξ относить к скорости воздуха в меньшем сечении)



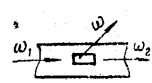
Внезапное расширение

F/F_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8
ξ	1	0,64	0,36	0,16	0,04

Внезапное сужение

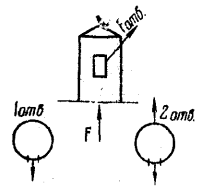
F/F_1	0	0,2	0,4	0,6	0,8
ξ	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1

Боковой выход через среднее отверстие в воздуховоде



ω/ω_1	0,6	1,0	1,2	1,6	2,0
ξ	1,7	1,8	1,9	2,3	3,0

Боковой выход через последнее отверстие в воздуховоде

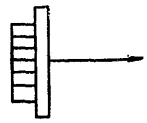
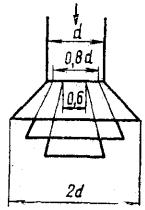
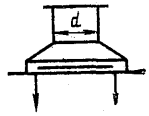
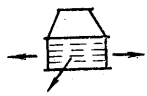
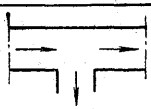


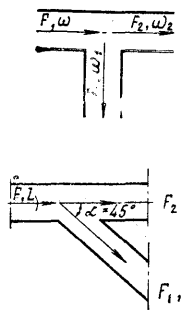
Одно отверстие

$F_{отв}/F$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
ξ	1,64	7,3	4,5	3,2	2,4

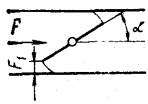
Два отверстия (одно против другого)

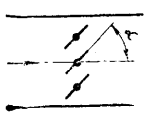
$F_{отв}/F$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
ξ	17,2	8,5	5,9	4,4	3,5

Вид местного сопротивления		Величина безразмерного коэффициента ξ
Выход через приточную регулирующую решетку		ξ=2,2 (значение коэффициента ξ относится к скорости движения воздуха в живом сечении решетки)
Выход через приточный насадок с тремя диффузорами		ξ=1,1
Выход через тарельчатый воздухораспределитель		ξ=3,0 (при поджатом диске) ξ=1,9 (при опущенном диске)
Выход через воздухораспределитель пристенного типа		ξ=6,8
Выход через щелевой насадок		ξ=2,0
Плавный поворот на 90°		r/d 1,0 1,5 2,5 5 ξ 0,35 0,15 0,1 0,0
Поворот на угол α		$\xi=\sin^2\frac{\alpha}{2}+2{,}5\sin^3\frac{\alpha}{2}$
Ответвления при равных скоростях		ξ=0,2 (для каждого ответвления)

Вид местного сопротивления	Величина безразмерного коэффициента ξ
Боковое ответвление 	1. $F_1+F_2>F$; $F=F_2$ ω_1/ω 0,4 0,8 1,2 1,6 2,0 ξ 9,4 2,3 1,2 0,8 0,7 2. $F_1+F_2=F$ $\xi=\frac{1}{(\omega_1/\omega^2)}$

F_1/F	Значения ξ при L_1/L			
	0,2	0,4	0,6	0,8
0,2	0,6	0,4	0,4	0,4
0,4	2,0	0,5	0,4	0,5
0,6	5,4	1,1	0,6	0,5
0,8	12,8	2,4	0,9	0,6

Проход через заслонку		Воздуховод круглого сечения α 20 30 40 60 90 ξ 1,5 3,9 10,8 118 ∞ Воздуховод прямоугольного сечения F_1/F 0,9 0,66 0,5 0,25 0 ξ 0,28 1,34 3,5 24,5 ∞

Проход через многостворчатый клапан, (n — количество створок)	

n	Значения ξ при α			
	20	40	60	80
2	1,1	5,5	30	160
3	0,8	5,0	19	160
4	0,8	4,0	15	110
5	0,7	3,5	13	80

Приложение XV

Техническая характеристика оборудования центральных секционных кондиционеров

А. Секций воздухонагревателей*

Таблица 1

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с (м³/ч)	Количество рядов труб по ходу воздуха	Теплоотдающая поверхность, м²	Живое сечение для прохода воздуха, м²	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
2,78 (10000)	1	—	—	905×250×1374	—
		13,57	0,353		113
	2	—			—
		27,14			151
	3	—			—
		40,71			189
5,56 (20000)	1	—	—	1670×250×1374	—
		26,85	0,698		162
	2	—			—
		53,7			237
	3	—			—
		80,56			312
8,34 (30000)	1	55,6	1,44	1827×250×2083	318
		41,8	1,09		233
	2	108,9			500
		82,8			366
	3	162,8			682
		123,8			500

11, 12 (40000)	1	69,6	1,83	1827×250×2583	324
		55,6	1,44		302
	2	137,3			616
		108,9			484
	3	205,2			844
		162,8			666
16, 68 (60000)	1	112,9	2,88	3657×250×2583	630
		84,9	2,18		463
	2	219,6			994
		166,9			751
	3	327,4			1358
		249,0			1009
22, 24 (80000)	1	141,4	3,66	3657×250×2583	773
		112,9	2,82		601
	2	276,7			1229
		219,6			966
	3	412,6			1686
		327,4			1331

* В числителе проставлены цифры, относящиеся к секциям без обводного канала; в знаменателе — цифры, относящиеся к секциям с обводным каналом.

Б. Секций поверхностных воздухоохладителей **Таблица 2**

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с (м³/ч)	Количество рядов труб по ходу воздуха	Теплоотдающая поверхность, м²	Живое сечение для прохода воздуха, м²	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
		Орошаемые воздухоохладители *			
2,78 (10000)	4	64,3	0,41	1790×1005×1795	837
	5	80,0			888
	6	96,5		(2040×1005×1795)**	940
	7	112,6			1067
	8	128,6			1119
	9	144,7			1172
5,56 (20000)	4	129,4	0,81	1790×1765×1795	1265
	5	161,7		(2040×1765×1795)	1367
	6	194,0			1470
	7	226,4			1662
	8	258,7			1765
	9	291,1			1868
		Неорошаемые воздухоохладители			
2,78 (10000)	4	64,3	0,41	1400×908×1795	637
	5	80,0		(3000×908×1795)	688
	6	96,5			739
	7	112,6			832
	8	128,5			883
	9	144,7			934
5,56 (20000)	4	129,4	0,81	1400×1668×1795	903
	5	161,7		(3000×1668×1795)	1004
	6	194,0			1097
	7	226,4			1260
	8	258,7			1365
	9	291,1			1466

8,34 (30000)	4	217,8	1,44	1827×1040×2645	1483
	5	271,7			1660
	6	325,6			1825
	7	380,6			2160
	8	434,5			2330
	9	488,4			2495
11,12 (40000)	4	274,5	1,83	1827×1040×3145	1695
	5	342,5			1925
	6	410,4			2290
	7	479,7			2530
	8	547,7			2765
	9	615,7			2976
16,68 (60000)	4	887,3	5,76	3657×1300×2645	5820
	5	1105,3			6525
	6	1323,3			7275
	7	1549,8			8435
	8	1766,9			9165
	9	1984,9			9795
22,24 (80000)	4	1106,8	7,24	3657×1262×3145	7155
	5	1378,7			8075
	6	1650,6			9095
	7	1932,2			9965
	8	2204,0			11360
	9	2475,9			12285

* Число форсунок в орошаемых воздухоохладителях для кондиционеров производительностью по воздуху 2,78 м³/с 18 и 24 шт., для кондиционеров производительностью по воздуху 5,56 м³/с 36 и 48 шт.

** В скобках указаны максимальные размеры девятирядных воздухоохладителей.

Таблица 3

В Секций камер орошения*

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с (м³/ч)	Плотность размещения форсунок в одном ряду, шт. на 1 м²	Количество стояков, шт		Количество форсунок при плотности размещения их в ряду		Габаритные размеры, мм	Масса, кг, не более
		в одном ряду	всего	18 шт. на 1 м²	24 шт. на 1 м²		
2,78 (10000)	18	3	6	36	48	1800×850×1792	574
	24	3	9	54	72	2425×850×1792	764
5,56 (20000)	18	6	12	72	96	1800×1610×1792	923
	24	6	18	108	144	2425×1610×1792	1160
8,34 (30000)	18 24	6	12	108	144	2425×1860×2645	1534
11,12 (40000)	18 24	6	12	144	192	2425×1860×3145	1733
16,68 (60000)	18 24	13	26	234	312	2425×3610×2645	2713
22,24 (80000)	18 24	13	26	312	416	2425×3610×3145	3031

* В числителе дроби — цифры, относящиеся к двухрядным камерам орошения; в знаменателе — к трехрядным камерам орошения; отдельными цифрами (не дробью) приведены данные, относящиеся к двухрядным камерам орошения.

Таблица 4

Г. Вентиляторных агрегатов

Производительность кондиционера по воздуху, м³/с (м³/ч)	Вентилятор		Электродвигатель		Габаритные размеры, мм	Масса, кг
	частота вращения, об/мин	давление, создаваемое вентилятором, Па	мощность, кВт	частота вращения, об/мин		
2,78 (10000)	650	600	4,5	950	1020×1912×1128	423
	790	800	7,0	1440		427
	890	1000	7,0	1440		427
5,56 (20000)	1050	600	7,0	1460	1283×2325×1353	625
	1100	800	10,0	1450		650
	1180	1000	10,0	1450		650
8,34 (30000)	550	600	10,0	975	1765×3290×1840	1190
	630	800	13,0	970		1210
	740	1200	17,0	980		1280
11,12 (40000)	610	600	13,00	970	1765×3290×1840	1210
	660	800	17,0	970		1260
	765	1200	22,0	980		1320
16,68 (60000)	420	600	17,0	980	2575×4030×2424	2930
	475	800	22,0	980		3040
	555	1200	30,0	980		3050
22,24 (80000)	460	600	22,0	980	2575×4030×2424	3040
	510	800	30,0	980		3090
	580	1200	40,0	980		3250

Техническая характеристика центральных блочно-секционных кондиционеров *

Производительность по воздуху, м³/с (м³/ч)	Холодопроизводительность, Вт	Теплопроизводительность воздухонагревателя, Вт		Установочная мощность, кВт	Давление, создаваемое вентилятором, Па	Габаритные размеры, мм**	Масса, кг*
		первого подогрева	второго подогрева				
1,1 (4000)	33000	77000	16000	4,5	500	1420×3580×1060 (2400×1600×1060)	900 (870)
2,2 (8000)	67000	155000	32000	7,7	550	1820×1430×1100 (2700×2400×1100)	1230 (1200)
4,4 (16000)	135000	300000	64000	13,0	550	1870×4200×2000 (2700×2400×2000)	2230 (2200)

* Кондиционеры могут быть оборудованы камерой орошения или поверхностным воздухоохладителем. В таблице приведены данные, относящиеся к кондиционерам, оборудованным камерами орошения.

** Габаритные размеры и масса, проставленные без скобок, относятся к кондиционерам горизонтальной модели; цифры, проставленные в скобках, относятся к кондиционерам вертикальной модели.

Техническая характеристика агрегатных кондиционеров конструкции ВНИХИ

Производительность по воздуху, м³/с(м³/ч)	Холодопроизводительность, Вт	Теплопроизводительность, Вт	Установочная мощность, кВт		Давление, создаваемое вентилятором, Па	Охлаждающая среда	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
			вентилятора	насоса				
1,94 (7000)	21400	45200	2,8	1,3	690	Рассол	2000×1100×1100	1000
2,61 (13000)	43000	81000	7,0	2,8	930	Рассол	1740×1700×2000	2000
4,44 (16000)	52200	69600	7,0	—	930	Аммиак	1670×2000×2000	2000
2,5 (9000)	27000	46000	2,8	—	1100	Фреон-12	1700×1200×1900	1400

Техническая характеристика местных кондиционеров шкафного типа

Производительность по воздуху, м³/с(м³/ч)	Холодопроизводительность, Вт	Теплопроизводительность воздухонагревателя, Вт		Установочная мощность, кВт		Давление, создаваемое вентилятором, Па	Теплоноситель	Габаритные размеры, мм	Масса, кг
		первого подогрева	второго подогрева	электродвигателей	электронагревателей				
Неавтономные									
0,7 (2500)	17000	50000	9300	3,9	—	260	Вода температурой 95—70° С	1000×1350×2350	785
1,4 (5000)	34000	100000	21000	3,9	—	300	То же	1000×1800×2350	1000
2,1 (7500)	50000	150000	28000	7,2	—	300	»	1000×2250×2350	1270
3,34 (12000)	70000	230000	55000	11,7	—	300	»	1800×1850×2850	2500
5,0 (18000)	110000	440000	77000	11,7	—	300	»	1800×2745×2850	3400
Автономные									
1,4 (5000)	29000	—	10000	10,5*	—	100	Электроэнергия	1270× 930×1960	800
1,94 (7000)	41000	—	11000	16,8	—	150	То же	1580×1040×1840	1500
2,78 (10000)	58000	—	17500	22,8	—	150	»	1980×1130×1990	2000

* Суммарная мощность электродвигателей и электронагревателей.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Агарев Е. М., Медникова Н. М., Медовар Л. Е. Системы технологического кондиционирования воздуха на базе децентрализованных фреоновых холодильных установок. — М.: ЦНИИТЭИмясомолпром, 1976. — 42 с.

Архипов Г. В., Архипов В. Г. Автоматизированные установки кондиционирования воздуха. — М.: Энергия, 1975. — 200 с.

Архипов Г. В. Автоматическое регулирование поверхностных теплообменников. — М.: Энергия, 1971. — 304 с.

Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. — М.: Стройиздат, 1971. — 269 с.

Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в мясной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1966. — 239 с.

Гоголин А. А. Три четверти века развития кондиционирования воздуха. — Холодильная техника, 1977, № 3, с. 6.

Гоголин А. А. Холодоснабжение установок кондиционирования воздуха. — Холодильная техника, 1973, № 9, с. 4.

Голянд М. М., Малеванный Б. Н. Холодильное технологическое оборудование. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 335 с.

Донин Л. С. Справочник по вентиляции, кондиционированию и теплоснабжению предприятий пищевой промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1968. — 289 с.

Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. — М.: Энергия, 1975. — 488 с.

Использование кондиционеров конструкции ВНИХИ в камерах размораживания мяса/ [А. М. Бражников, Н. Д. Малова, А. В. Ефимов, М. Т. Жаров]. — М.: ЦНИИТЭИмясомолпром, 1975. — 17 с.

Калинушкин М. П. Вентиляторные установки. — М.: Высшая школа, 1967. — 259 с.

Карпис Е. Е. Повышение эффективности работы систем кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1977. — 192 с.

Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха. — М.: Машиностроение, 1978. — 264 с.

Креслинь А. Я. Автоматическое регулирование систем кондиционирования воздуха. — М.: Стройиздат, 1972. — 97 с.

Максимов Г. А. Отопление и вентиляция. — М.: Высшая школа, 1968. — 463 с.

Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1977. — 344 с.

Мухин В. В. Кондиционирование воздуха в пищевой промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1967. — 519 с.

Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1975. — 496 с.

Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. — М.: Высшая школа, 1971. — 459 с.

Отопление и вентиляция. Т. 2. Вентиляция/[В. Н. Богословский, В. И. Новожилов, Б. Д. Симаков, В. П. Типов]. — М.: Стройиздат, 1976. — 439 с.

Пекер Я. Д., Мардер Е. Я. Справочник по оборудованию для кондиционирования воздуха. — Киев: Будівельник, 1977. — 232 с.

Проектирование систем кондиционирования воздуха в производственных помещениях мясокомбинатов. Справочник «Техника и технология в мясной промышленности». — М.: Пищевая промышленность, 1978. — 272 с.

Прохоров В. И. *I—d*-диаграмма влажного воздуха для переменных давлений. — М.: Книга, 1978. — 31 с.

Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий СН 245—71. — М.: Стройиздат, 1972. — 97 с.

Свердлов Г. З., Янвель Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. — М.: Пищевая промышленность, 1978. — 264 с.

Семидуберский М. С. Насосы, компрессоры, вентиляторы. — М.: Высшая школа, 1974. — 232 с.

Справочник проектировщика. Ч. II. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Под общей ред. И. Г. Староверова. — М.: Стройиздат, 1977, с. 509.

Строительные нормы и правила СНиП II—33—75. Ч. II. Нормы проектирования (глава 33 «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха»). — М.: Стройиздат, 1976. — 111 с.

Сребницкий Б. Н. Примеры расчета систем кондиционирования воздуха. — Киев: Будівельник, 1970. — 159 с.

Сыщиков В. И. Сорбционные осушители воздуха. — Л.: Стройиздат, 1969. — 90 с.

Теплообменные аппараты холодильных установок/[Г. Н. Данилова, С. Н. Богданов, О. П. Иванов и др.]. — Л.: Машиностроение, 1973. — 328 с.

Технологическое кондиционирование воздуха на предприятиях мясной и молочной промышленности/[А. А. Гоголин, Е. М. Агарев, С. Ф. Богатырева, Л. Н. Тихомирова]. — М.: ЦНИИТЭИмясомолпром, 1969. — 39 с.

Центробежные вентиляторы/[А. Д. Брук, Т. И. Матикашвили, М. И. Невельсон и др.]. — М.: Машиностроение, 1975. — 416 с.

Штокман Е. А. Системы вентиляции, кондиционирования воздуха и пневмотранспорта табачных фабрик. — М.: Пищевая промышленность, 1974. — 295 с.

Штокман Е. А. Очистка воздуха от пыли на предприятиях пищевой промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 304 с.

Юрманов Б. Н. Автоматизация систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. — Л.: Стройиздат, 1976. — 213 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3
Глава I. Характеристика состояния воздуха 5
§ 1. Основные параметры воздуха 5
§ 2. Уравнение состояния воздуха 9
§ 3. *I—d*-диаграмма воздуха 11
Глава II. Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха 19
§ 1. Расчетные параметры наружного воздуха 19
§ 2. Микроклимат кондиционируемых помещений 21
§ 3. Расчетные параметры внутреннего воздуха 25
Глава III. Тепловой и влажностный балансы кондиционируемых помещений 32
§ 1. Источники поступления тепла и влаги 32
§ 2. Поступление тепла и влаги через конструкции, ограждающие помещения и здания 33
§ 3. Поступление тепла и влаги от обрабатываемого продукта 41
§ 4. Поступление тепла и влаги от оборудования 45
§ 5. Поступление тепла и влаги от людей 48
§ 6. Поступление тепла от электродвигателей и осветительных приборов 49
Глава IV. Расчет производительности системы кондиционирования по воздуху 51
§ 1. Определение полезной и полной производительности системы кондиционирования по воздуху 51
§ 2. Расчет количества наружного воздуха 55
Глава V. Устройства для очистки воздуха 56
§ 1. Общие сведения 56
§ 2. Устройства для очистки воздуха от пыли 58
§ 3. Устройства и средства для очистки воздуха от запахов и микроорганизмов 66
Глава VI. Устройства контактного типа для тепловлажностной обработки воздуха 72
§ 1. Общие сведения 72
§ 2. Камеры орошения 72
§ 3. Устройства местного доувлажнения воздуха водой . . . 84
§ 4. Паровые увлажнители 89
§ 5. Устройства для осушения воздуха сорбентами 98
Глава VII. Поверхностные и поверхностно-контактные теплообменные аппараты для тепловлажностной обработки воздуха 101
§ 1. Общие сведения 101
§ 2. Воздухоохладители 101
§ 3. Воздухонагреватели 112
§ 4. Воздухо-воздушные аппараты 121

Глава VIII. Системы распределения воздуха 131
§ 1. Системы распределения воздуха при технологическом кондиционировании 131
§ 2. Системы распределения воздуха при комфортно-технологическом кондиционировании 144
§ 3. Системы распределения воздуха при комфортном кондиционировании 150
§ 4. Расчет и подбор воздуховодов 152
§ 5. Вентиляторы 155
§ 6. Устройства для регулирования количества воздуха . . . 157
Глава IX. Системы кондиционирования воздуха 158
§ 1. Общие сведения 158
§ 2. Центральные кондиционеры 164
§ 3. Местные кондиционеры 174
Глава X. Процессы обработки воздуха в системах кондиционирования 180
§ 1. Процессы обработки воздуха при технологическом кондиционировании 180
§ 2. Процессы обработки воздуха при комфортно-технологическом и комфортном кондиционировании 192
Глава XI. Автоматизация систем кондиционирования воздуха 204
§ 1. Автоматизация систем технологического кондиционирования 204
§ 2. Автоматизация систем комфортно-технологического и комфортного кондиционирования 214
Приложения 224
Список рекомендуемой литературы 261

АЛЕКСАНДР МИХАЙЛОВИЧ БРАЖНИКОВ
НАДЕЖДА ДМИТРИЕВНА МАЛОВА

КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА НА ПРЕДПРИЯТИЯХ МЯСНОЙ И МОЛОЧНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Редактор И. А. Никитина.
Художник М. В. Носов.
Художественный редактор Е. К. Селикова.
Технический редактор Г. Г. Хацкевич.
Корректор М. А. Шегал.
ИБ № 718
Сдано в набор 12.01.79. Подписано в печать 06.07.79. Т—10688
Формат 84×108¹/₃₂. Бумага типографская № 3. Высокая печать. Литературная гарнитура. Объем 8,25 печ. л. Усл. печ. л. 13,86. Уч.-изд. л. 14,70.
Тираж 8700 экз. Заказ 1915. Цена 75 к.

Издательство «Пищевая промышленность», 113035,
Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., 12.

Московская типография № 8 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
Хохловский пер., 7.