Библиотека СОК

Министерство образования Республики Беларусь
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого

Кафедра: «Промышленная теплоэнергетика и экология»

М.Н. Новиков, А.В. Шаповалов, А.В. Овсянник

КУРС ЛЕКЦИЙ

ВЕНТИЛЯЦИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»

Гомель 2011

УДК 621.1

Составили: **Новиков М.Н., Шаповалов А.В., Овсянник А.В.**

Курс лекций «Вентиляция и кондиционирование воздуха» для студентов четвертого курса 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2011. – 137 с.

Курс лекций «Вентиляция и кондиционирование воздуха» предназначен для студентов четвертого курса 43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика», в учебный план которой входит соответствующая дисциплина. Данный курс охватывает основные разделы дисциплины: гигиенические и технологические основы вентиляции и кондиционирования воздуха, тепловой и влажностный режимы производственных помещений, промышленная вентиляция, общеобменная вентиляция, системы местной вентиляции, очистка воздуха от пыли, аэродинамический расчет воздуховодов, кондиционирование воздуха, тепло- и влагообмен между воздухом и водой.

© Гомельский государственный технический университет
имени П.О. Сухого, 2011

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ ТЕХНИКИ

1.1. Гигиенические и технологические основы вентиляции и кондиционирования воздуха

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха выполняют две задачи: санитарно-гигиеническую, обеспечивающую нормальное самочувствие человека, и технологическую, обеспечивающую оптимальное ведение технологического процесса, сохранность машин, материалов и зданий.

Кондиционирование воздуха, выполняющее санитарно-гигиеническую задачу, носит название комфортного кондиционирования, а выполняющее технологическую задачу, технологического кондиционирования. Санитарно-гигиеническая задача заключается в создании наиболее благоприятных условий воздушной среды для жизнедеятельности человека, высокой работоспособности и сохранения его здоровья.

Воздух как фактор жизнедеятельности человека следует рассматривать с двух позиций: как среда, вдыхаемая человеком, и как среда, окружающая человека, с которой поверхность человеческого организма постоянно находится в контакте. Роль воздуха состоит в снабжении человека кислородом, удалении влаги из организма при выдыхании, обеспечении процесса теплообмена человека с окружающей средой.

Основными параметрами воздуха, влияющими на жизнедеятельность человека, его самочувствие и работоспособность, являются: метеорологические условия (температура, влажность и скорость перемещения воздуха), химический состав воздуха (содержание кислорода, углекислоты, вредных паров и газов), физиологические показатели (содержание микроорганизмов, пыли), физические характеристики (электрические заряды, звуковые импульсы).

Воздух является также рабочим агентом, который уносит из помещения пыль, влагу, вредные пары и газы.

Теплообмен между человеком и окружающей средой осуществляется конвекцией, лучеиспусканием и испарением влаги с поверхности кожи. Основными параметрами, обеспечивающими нормальный теплообмен, являются метеорологические факторы, совокупность которых называется микроклиматом.

Условия воздушной среды, при которых отсутствуют неприятные ощущения и напряженность системы терморегуляции, называются комфортными (оптимальными) условиями. Зона метеорологических условий, в которых сохраняется тепловое равновесие в организме человека, и нет напряжения системы терморегуляции, называется зоной комфорта.

Условия, при которых нормальное тепловое состояние человека нарушается, называются дискомфортными. При наличии незначительной напряженности системы терморегуляции и при небольшой дискомфортности устанавливаются допустимые метеорологические условия.

Немаловажное значение для самочувствия человека имеют и другие параметры воздуха. Химический состав воздуха помещений зависит от количества выделяющихся в помещение вредных паров и газов, а также от пребывания в нем большего или меньшего количества людей.

Вредные пары и газы подразделяют на классы опасности: 1-й – вещества чрезвычайно опасные, 2-й – высокоопасные, 3-й – умеренно опасные и 4-й – вещества малоопасные. Кроме того, все вредные вещества подразделяются на вещества однонаправленного действия и вещества, не обладающие однонаправленным действием. К веществам однонаправленного действия относятся вещества, близкие по химическому строению и характеру биологического воздействия на организм человека. Санитарными нормами устанавливается принадлежность всех веществ к той или иной группе.

Большое влияние на состояние воздушной среды оказывает содержание в ней пыли. Пылью называется совокупность мелких частиц твердого или жидкого вещества, рассеянных в воздухе. Если частицы пыли взвешены в воздухе, их называют аэрозолями. Диаметр частиц пыли различен – от долей микрона до 100 мкм, скорость витания составляет 0,2-10 см/с. Очевидно, что при обычной подвижности воздуха в промышленных помещениях все частицы пыли будут взвешены в воздухе и при наличии направленных потоков будут перемещаться по помещению.

По происхождению пыль разделяется на органическую (растительного и животного происхождения), минеральную и смешанную. Вредное влияние пыли на человеческий организм проявляется в результате: механического воздействия на дыхательные пути острыми кромками частиц металлической или минеральной пыли, химического

воздействия – отравления ядовитой (токсичной) пылью и бактериологического воздействия – при попадании болезнетворных бактерий.

По воздействию на человека пыль разделяют на три группы: нейтральную – не содержит токсичности, не отравляет организм, не оказывает механическое воздействие на органы дыхания; токсичную – пыль с включением ядовитых веществ, вызывающих отравление; силикозную или асбестовую пыль – включает более 10% свободной двуокиси кремния (SiO_2) или асбеста. Вдыхание ее приводит к тяжелым легочным заболеваниям.

В зависимости от дисперсности влияние пыли на человека характеризуется следующими показателями. Пыль с частицами размером более 50 мкм задерживается в верхних дыхательных путях, размерами 10-50 мкм глубоко проникает в дыхательные пути и частично в легкие, а размером менее 10 мкм проникает в легкие и поэтому опасна для человека. Надо иметь в виду также, что пыли взрывоопасны (вследствие развитой поверхности).

В запыленном, теплом и влажном воздухе создаются благоприятные условия для развития микроорганизмов. Некоторые пары, газы и пыли являются причинами профессиональных заболеваний.

Содержание в воздухе рабочих помещений вредных паров, газов и пыли определяется концентрациями этих веществ, т. е. массой данного вещества в 1 $м^3$ воздуха. Концентрации измеряются в граммах на кубический метр или миллиграммах на кубический метр. Концентрации паров, газов и пыли в воздухе помещений не должны превышать предельно допустимых концентраций (ПДК). Предельно допустимыми концентрациями вредных веществ в воздухе рабочей зоны называются концентрации, которые при ежедневной работе (в пределах 8 ч) не могут вызвать у работающего профессиональных заболеваний.

Кроме метеорологических факторов и загрязнения воздуха на самочувствие человека оказывает влияние также электрическое состояние воздушной среды, или ионизация воздуха.

1.2. Свойства влажного воздуха

Основные параметры влажного воздуха

Атмосферный воздух состоит из смеси сухих газов и водяных паров. Таким образом, в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха мы всегда имеем влажный воздух, или паровоздушную смесь, причем водяной пар может находиться в воздухе или в перегретом, или в насыщенном состоянии.

Сухой воздух. Массовое содержание сухой части воздуха следующее: 75,6% азота, 23,1% кислорода, 0,05% углекислого газа и небольшие количества инертных газов (аргона, неона, криптона и др.). С достаточной степенью точности можно считать, что воздух подчиняется законам идеальных газов, тогда из уравнения Клапейрона плотность сухого воздуха, кг/м^3,

$$\rho_c = \frac{p_c}{RT}, \tag{1.1}$$

где p_c – парциальное давление сухого воздуха, Па;
R = 287 Дж/(кг·К) – газовая постоянная сухого воздуха;
T – температура воздуха, К.

Массовая и объемная теплоемкости сухого воздуха c_c и c_0 равны:

$$c_0 = \rho_c \cdot c_c, \tag{1.2}$$

В диапазоне температур от -20 до +50°С при атмосферном давлении можно принимать ρ_c = 1,293 кг/м^3; c_c = 1,005кДж/(кг·К); c_0= =1,3кДж/(м^3·К).

Энтальпия сухого воздуха, кДж/кг, при температуре t, °С

$$I_0 = c_c \cdot t \tag{1.3}$$

Водяной пар в воздухе имеет парциальное давление $p_п$, определяемое его температурой. Парциальное давление находится по таблицам водяного пара.

В области давлений и температур, принятых в отопительно-вентиляционной технике, можно с некоторым приближением принимать и для пара уравнение состояния

$$p_п \cdot V_п = R_п \cdot T, \tag{1.4}$$

где $R_п$ = 461 Дж/(кг·К) – газовая постоянная для пара.

Теплоемкость пара при атмосферном давлении в пределах температур от -20 до +50°С $c_п$ = 1,807 кДж/(кг·К).

При этих значениях температур энтальпия пара, кДж/кг, может быть выражена формулой

$$i_п = 2500 + 1{,}807 \cdot t_п, \tag{1.5}$$

где $t_п$ – температура пара, °С.

Влажный воздух. По закону Дальтона барометрическое давление $p_б$ паровоздушной смеси равно сумме парциальных давлений сухой части воздуха и водяного пара $p_с$, $p_п$, т. е.

$$p_б = p_с + p_п \tag{1.6}$$

Абсолютной влажностью воздуха D называется масса водяного пара, содержащаяся в 1 м^3 влажного воздуха. Абсолютная влажность и плотность пара во влажном воздухе имеют одинаковую размерность (кг/м^3 или г/м^3) и одинаковое выражение

$$D = \rho_п = \frac{p_п}{R_п \cdot T} \tag{1.7}$$

Абсолютная влажность при насыщенном состоянии (при данной температуре) называется влагоемкостью $\rho_н$ воздуха.

Относительной влажностью воздуха φ называется отношение абсолютной влажности воздуха к его влагоемкости, т. е.

$$\varphi = \frac{\rho_п}{\rho_н} \tag{1.8}$$

Величина относительной влажности может быть выражена в долях единицы или в процентах. Применяя для водяного пара в воздухе уравнение состояния, получаем:

$$\varphi = \frac{p_п}{p_н}, \tag{1.9}$$

где $p_н$ – парциальное давление насыщенного пара при данной температуре.

Влагосодержанием воздуха d называется масса водяного пара в воздухе, приходящаяся на 1 кг сухого воздуха, г/кг сухого воздуха:

$$d = \frac{G_п}{G_с} \cdot 1000, \tag{1.10}$$

где $G_п$ и $G_с$ – массы водяного пара и сухого воздуха в данном объеме V.

Из уравнения состояния имеем:

$$G_п = \frac{p_п \cdot V}{R_п \cdot T}; \qquad (1.11)$$

$$G_с = \frac{p_с \cdot V}{R_с \cdot T} \qquad (1.12)$$

Тогда:

$$d = \frac{R_с \cdot p_п \cdot 10^3}{R_п \cdot p_с} = 622 \cdot \frac{p_п}{p_с} \qquad (1.13)$$

С учетом уравнений предыдущих уравнений можно написать:

$$d = 622 \cdot \frac{p_п}{p_б - p_п} \qquad (1.14)$$

или

$$d = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_н}{p_б - \varphi \cdot p_п} \qquad (1.15)$$

Когда массу пара выражают в килограммах, то влагосодержание принято обозначать буквой *x*, кг/кг сухого воздуха:

$$x = 0{,}622 \cdot \frac{p_п}{p_б - p_п} \qquad (1.16)$$

Плотность влажного воздуха

$$\rho = \frac{G_в}{V} = \frac{G_с + G_п}{V} = \rho_с + \rho_п, \qquad (1.17)$$

где $G_в$ – масса влажного воздуха.

Плотность влажного воздуха можно так же определить из следующего уравнения:

$$\rho = \frac{\rho_с}{R_с \cdot T} + \frac{p_п}{R_п \cdot T} = \frac{(p_б - p_п)}{R_с \cdot T} + \frac{p_п}{R_п \cdot T} = \frac{p_б}{R_с \cdot T} - \frac{p_п}{T \cdot (1/R_с - 1/R_п)}; \qquad (1.18)$$

$$\rho = \rho_c \cdot \left(1 - 0{,}378 \cdot \frac{p_п}{p_б}\right), \qquad (1.19)$$

где $\rho_с$ – плотность сухого воздуха при давлении $p_б$ и температуре T.

Из вышеуказанного уравнения видно, что плотность влажного воздуха меньше плотности сухого воздуха. Выражая значения $p_п$ и $p_б - p_п$ через влагосодержание d, получаем:

$$\rho = 2{,}17 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{p_б}{T} \cdot \frac{1000 + d}{622 + d} \qquad (1.20)$$

Удельный объем влажного воздуха может быть отнесен к 1 кг смеси или 1 кг сухой части воздуха. Влажный воздух занимает тот же объем V, что и каждая составляющая $V_с$ и $V_п$. Поэтому υ, м^3/кг сухого воздуха, можно записать:

$$\upsilon = \frac{1}{\rho_c} = \frac{R_c \cdot T}{p_c} = \frac{287 \cdot T}{p_б - p_п} \qquad (1.21)$$

или при известном влагосодержании

$$\upsilon = 463 \cdot \frac{T}{p_б} \cdot \frac{622 + d}{1000}, \qquad (1.22)$$

где $p_б$ – барометрическое давление, Па.

Удельный объем, отнесенный к 1 кг смеси, м^3/кг влажного воздуха:

$$\upsilon_в = \frac{1}{\rho} \qquad (1.23)$$

Теплоемкость влажного воздуха, кДж/(кг·К):

$$c_в = c_c + c_c \cdot \frac{d}{1000} = 1{,}005 + 1{,}807 \cdot \frac{d}{1000} \qquad (1.24)$$

Энтальпию влажного воздуха принято относить к 1 кг сухого воздуха. За нулевую точку принимается энтальпия сухого воздуха (при d = 0) с температурой 0°С. Поэтому энтальпия воздуха может иметь положительные и отрицательные значения. Энтальпия влажного воздуха равна сумме энтальпий сухого воздуха и пара, кДж/кг сухого воздуха:

$$I_в = I_c + I_п = c_c \cdot t + \frac{i_п \cdot d}{1000} = c_c \cdot t + (2500 + 1{,}807 \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \quad (1.25)$$

Энтальпия воздуха, связанная с изменением температуры воздуха, характеризует изменение явной теплоты. При поступлении в воздух водяных паров с той же температурой воздуху передается *скрытая теплота*. Энтальпия воздуха при этом возрастает за счет изменения энтальпии влажной части воздуха. Температура воздуха не изменяется.

1.3. I-d диаграмма влажного воздуха

Процессы изменения параметров воздуха в системах вентиляции и кондиционирования воздуха наиболее наглядно изображаются в I-d диаграмме влажного воздуха, предложенной в 1918 г. проф. Л. К. Рамзиным. I-d диаграмма строится в косоугольной системе координат с углом между осями 135°. На оси ординат откладываются энтальпии I, кДж/кг сухого воздуха, на вспомогательной оси Od – влагосодержания d, г/кг сухого воздуха. Через точку O_1 с параметрами $d = 0$ и $t = 0$ проводится линия $I = 0$. Линии I=const, лежащие выше $I = 0$, имеют положительное значение энтальпии, ниже линии $I = 0$, – отрицательные.

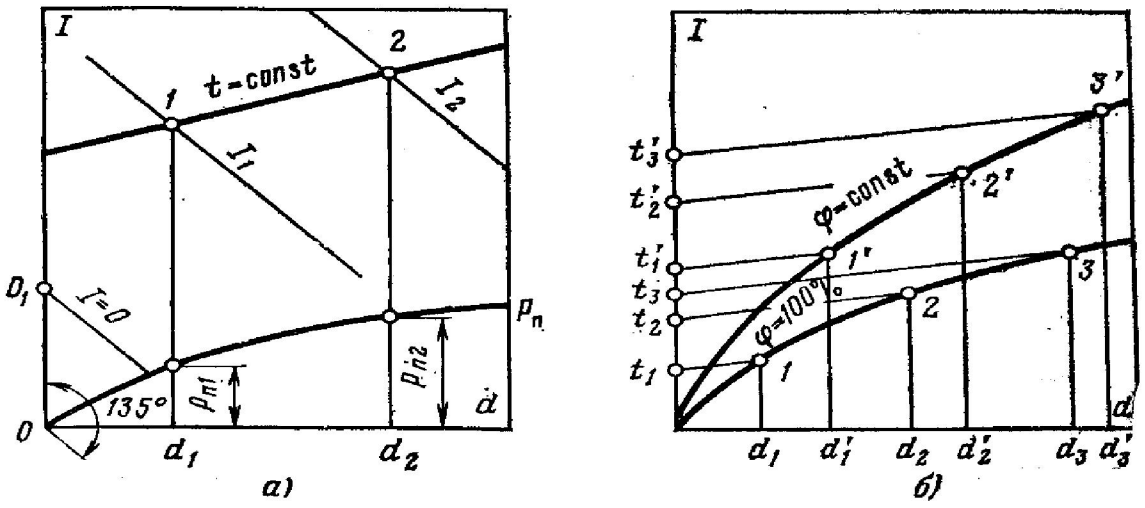


Рис. 1.1. Построение I-d диаграммы: *а* – построение линий t=const и линии парциального давления; *б* –построение линий φ=const.

Диаграмма строится для определенного барометрического давления $p_б$, обычно для $p_б$ = 1,013 МПа (760мм рт. ст.) и $p_б$ = 0,994 МПа

(745 мм рт. ст.). На диаграмму наносятся изотермы t=const и линии φ=const.

Изотермы наносятся на диаграмму в соответствии с уравнением энтальпии

$$I = c_c \cdot t + (2500 + 1{,}807 \cdot t) \cdot d^{-3} \qquad (1.26)$$

Это уравнение является уравнением прямой линии. Задаваясь для данной температуры t значениями d_1 и d_2 и вычисляя I_1 и I_2, получаем две точки: *1*(d_1,I_1) и *2*(d_2,I_2), соединяя которые прямой, получаем линию t=const (рис. а).

Линии φ=const строятся следующим путем (рис. б). Линия $\varphi = 0$ характеризует отсутствие влаги в воздухе и совпадает с осью $d = 0$. Линии $\varphi = 100\%$ строятся по данным таблиц водяного пара, при этом для температур t_1, t_2… по таблицам находятся соответствующие им парциальные давления насыщенного пара $p_{н1}$, $p_{н}$… Затем вычисляются влагосодержания d_1, d_2… Таким образом, находится ряд точек: *1* (t_1, d_1), *2* (t_2, d_2) и т.д., соединяя которые, получаем кривую $\varphi = 100\%$. Линия $\varphi = 100\%$ делит I-d-диаграмму на две части. Выше ее лежит область влажного ненасыщенного воздуха, ниже – область воздуха, в котором влага находится в капельном состоянии. Эта зона называется зоной тумана.

Линии $100 > \varphi > 0\%$ лежат в области между линией $\varphi = 100\%$ и осью ординат. Все линии φ=const строятся аналогично построению линии $\varphi = 100\%$. Задаваясь значениями температур t_1', t_2'…, по таблицам находятся значения $p_{н1}'$, $P_{н2}'$… и для данного значения φ вычисляются влагосодержания: d_1', d_2'…

Соединением точек *1*(t_1',d_1'), *2*(t_2',d_2') и т.д. получаем линию φ=const.

В нижней части I-d диаграммы проводится линия парциальных давлений $p_{п}$ водяного пара в воздухе при данном барометрическом давлении $p_{б}$ (рис. а).

Парциальное давление $p_{п}$ определим следующим образом:

$$p_n = p_б \cdot \frac{d}{622 + d} \qquad (1.27)$$

Задаваясь значениями d_1, d_2... получаем по выше указанной формуле

соответствующие значения $p_{п1}$, $p_{п2}$… Соединяя точки с координатами $(d_1, p_{п1})$, $(d_2, p_{п2})$ и т. д., получаем линию $p_п$.

Таким образом, каждая точка I-d-диаграммы определяет параметры паровоздушной смеси: I, d, t и φ. Для нанесения точки надо знать два параметра. Остальные параметры можно найти по диаграмме.

По I-d диаграмме можно найти также температуру точки росы $t_р$ и температуру мокрого термометра $t_м$.

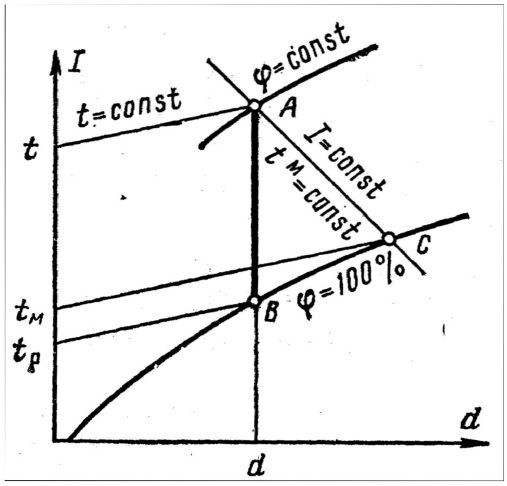


Рис. 1.2. К определению параметров воздуха в I-d-диаграмме

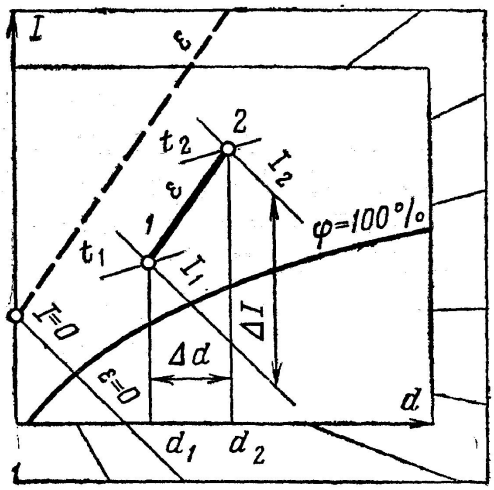


Рис. 1.3. Направление процессов изменения состояния воздуха в I-d диаграмме

Температура точки росы – это температура воздуха в насыщенном состоянии при данном влагосодержании. На I-d диаграмме для определения $t_р$ необходимо из точки данного состояния воздуха (точка A) опуститься по линии d=const до пересечения с линией насыщения φ =100% (точка B). Изотерма, проходящая через точку B, соответствует значению $t_р$.

Температура мокрого термометра равна температуре воздуха в насыщенном состоянии при данной энтальпии. В I-d диаграмме $t_м$ проходят через точку пересечения изотерм с линией φ =100% (точка C) и практически совпадают (при параметрах, имеющих место в системах вентиляции) с линией I=const, проходящей через точку C.

Процесс изменения параметров воздуха от начального до конечного состояний в I-d диаграмме изображается прямой линией, называемой лучом процесса. На рис. прямая *1-2* является лучом процесса,

характеризующим изменение состояния воздуха от начальных параметров I_1, d_1 (точка *1)* до конечных параметров I_2, d_2 (точка *2)*.

Отношение, кДж/кг,

$$\frac{(I_2 - I_1)\cdot 1000}{d_2 - d_1} = \frac{\Delta I \cdot 1000}{\Delta d} = \varepsilon \qquad (1.28)$$

называется угловым коэффициентом I-d-диаграммы.

Таким образом, направление процесса характеризуется угловым коэффициентом. Если изменение состояния воздуха идет при I=const ($I_1 = I_2$), то $\varepsilon = 0$. В I-d-диаграмме значения угловых коэффициентов наносятся на границе диаграммы.

Так как в процессе изменения параметров приращения энтальпии и влагосодержания могут принимать положительные и отрицательные значения, то угловой коэффициент может быть положительным или отрицательным и изменяться от $e = -\infty$ (при $\Delta I < 0$ и $\Delta d = 0$) до $e = +\infty$ (при $\Delta I > 0$ и $\Delta d = 0$).

1.4. Изображение в I-d-диаграмме основных процессов изменения параметров воздуха

Вентиляционный воздух перед подачей в помещение проходит различные виды тепловлажностной обработки. Он может нагреваться, увлажняться или осушаться, может происходить смешение масс воздуха с различными параметрами.

Процесс нагревания воздуха в поверхностном теплообменнике-калорифере в I-d диаграмме изображается вертикальной линией AB при d=const, так как влагосодержание воздуха при контакте с сухой горячей поверхностью не изменяется. Температура и энтальпия при нагревании возрастают, а относительная влажность убывает.

Процесс охлаждения воздуха в поверхностном теплообменнике-воздухоохладителе возможен или при постоянном влагосодержании, или при уменьшении влагосодержания, т. е. при выпадении влаги из воздуха. Процесс при d=const протекает в том случае, если температура поверхности воздухоохладителя будет выше температуры точки росы.

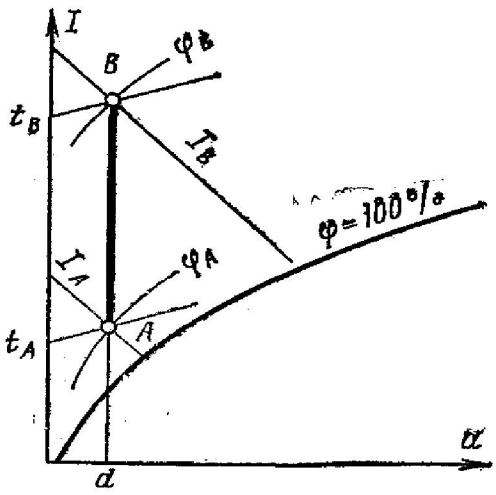


Рис. 1.4. Процессы нагревания в I-d диаграмме

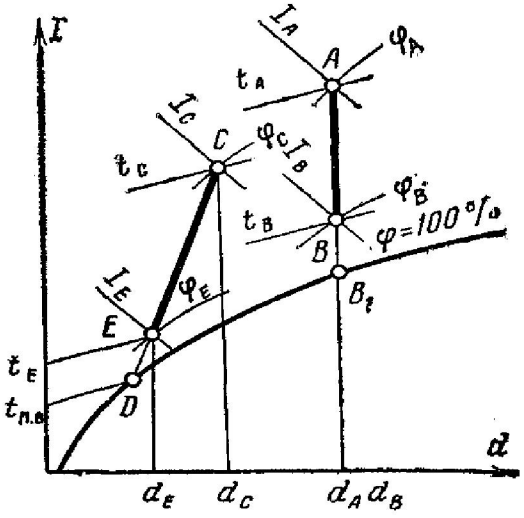


Рис. 1.5. Процессы охлаждения в I-d диаграмме

Процесс при d=const протекает в том случае, если температура поверхности воздухоохладителя будет выше температуры точки росы. Процесс пойдет по линии AB или, в крайнем случае – по линии AB'.

Если температура поверхности воздухоохладителя становится ниже температуры точки росы, то будет происходить конденсация водяного пара в воздухе, и процесс охлаждения будет сопровождаться уменьшением влагосодержания воздуха. В I-d диаграмме этот процесс пойдет по линии CD, причем точка D соответствует температуре $t_{п.в}$ поверхности воздухоохладителя. На практике процесс охлаждения может заканчиваться в точке E при температуре t_E.

Процессы смешения воздуха различных состояний представляют большой интерес, так как системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха часто работают с рециркуляцией, при которой часть отработавшего воздуха помещения смешивается со свежим воздухом. Возможны и другие случаи смешения. Пусть воздух состояния точки A в количестве G_A с параметрами d_A и I_A смешивается с воздухом состояния точки B в количестве G_B с параметрами d_B и I_B.

Отношение $G_B / G_A = n$ показывает, какое количество воздуха состояния точки B приходится на 1 кг воздуха состояния точки A. Тогда для 1 кг воздуха состояния точки A можно написать балансы теплоты и влаги при смешении:

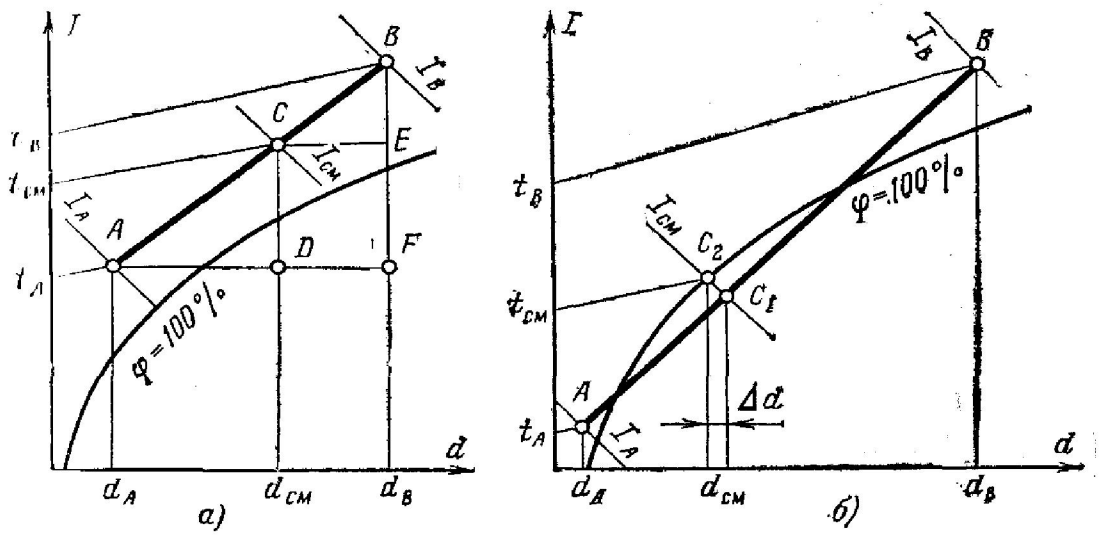


Рис. 1.6. Процессы смешения воздуха в I-d диаграмме: *а* – точка смеси лежит выше линии φ=100%; *б* – точка смеси лежит ниже *φ*=100%.

$$I_A + n \cdot I_B = (1+n) \cdot I_{CM}; \tag{1.29}$$

$$d_A + n \cdot d_B = (1+n) \cdot d_{CM}, \tag{1.30}$$

где I_{CM} и d_{CM} – параметры смеси.

Из этих уравнений получим:

$$n = \frac{I_{CM} - I_A}{I_B - I_{CM}} = \frac{d_{CM} - d_A}{d_B - d_{CM}} \tag{1.31}$$

Это уравнение является уравнением прямой линии, любая точка которой указывает параметры смешения I_{CM}, d_{CM}. Положение точки смешения *C* на прямой *AB* (рис. а) может быть найдено по соотношению сторон подобных треугольников ACD и CBE:

$$\frac{AC}{CB} = \frac{d_{CM} - d_A}{d_B - d_{CM}} = n = \frac{G_B}{G_A}, \tag{1.32}$$

т. е. точка *C* делит прямую *AB* на части, обратно пропорциональные массам смешиваемого воздуха.

Если положение точки *C* на прямой *AB* задано, то можно найти массы G_B , G_A:

$$\frac{AC+CB}{CB}=\frac{G_A+G_B}{G_A}=\frac{G_{CM}}{G_A} \qquad (1.33)$$

Тогда

$$G_A = G_{CM}\cdot\frac{CB}{AB} \qquad (1.34)$$

Аналогично

$$G_B = G_{CM}\cdot\frac{AC}{AB} \qquad (1.35)$$

В практике возможен случай, когда в холодный период года точка смеси C_1 (рис. б) лежит ниже линии φ = 100%. В этом случае при смешении будет иметь место конденсация влаги. Сконденсированная влага выпадает из воздуха и будет находиться после смешения в состоянии насыщения при φ = 100%. Параметры смеси t_{CM}, I_{CM}, d_{CM} достаточно точно определяются точкой пересечения линии I_{CM}=const и линии φ = 100% (точка C_2). Количество выпадающей влаги равно Δd.

2. ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

2.1. Температурная обстановка в помещении

Температурная обстановка в помещении зависит от температуры воздуха в помещении $t_в$ и от температуры внутренних поверхностей помещения τ которые определяют конвективный и радиационный теплообмен человека и окружающей среды. Для оценки влияния температур поверхностей используют понятие радиационной температуры:

$$t_R = \sum \varphi_{ч-i} \tau_i , \qquad (2.1)$$

где $\varphi_{ч-i}$ – коэффициент облученности человека и поверхностей с температурами τ_i при нахождении человека в середине помещения.

Приближенно радиационная температура может быть определена по формуле:

$$t_R = \sum F_i \tau_i / \sum F_i , \qquad (2.2)$$

где F_i – площади внутренних поверхностей с температурами τ_i.

Совместное влияние $t_в$ и t_R характеризуется температурой помещения $t_п$. При небольшой подвижности воздуха можно принимать:

$$t_п = (t_в + t_R)/2 \qquad (2.3)$$

Температурная обстановка в помещении определяется двумя условиями комфортности. Первое условие комфортности состоит в том, что человек, находясь в середине помещения при данных влияние $t_в$ и t_R, отдает всю явную теплоту, не испытывая перегрева или переохлаждения. Явной теплотой называется теплота, передаваемая конвекцией и лучеиспусканием, т.е. теплота, зависящая от разности температур. Количество теплоты, участвующее в конвективно-лучистом теплообмене человека:

$$Q_ч = F_{ч.к} \alpha_{ч.к} (\tau_ч - t_в) + F_{ч.л} \alpha_{ч.л} (\tau_ч - t_R), \qquad (2.4)$$

где $F_{ч.к}$, $F_{ч.л}$ – поверхности тела человека при конвективном и лучистом теплообмене; $\tau_ч$ – средняя температура поверхности одетого человека; $\alpha_{ч.к}$, $\alpha_{ч.л}$ – средние коэффициенты теплоотдачи конвекцией и лучеиспусканием.

Тогда

$$t_R = \frac{F_{ч.к}\alpha_{ч.к}(\tau_ч - t_в) + F_{ч.л}\alpha_{ч.л}\tau_ч - Q_ч}{F_{ч.л}\alpha_{ч.л}}, \qquad (2.5)$$

В большинстве случаев для обычных помещений t_R, $t_п$, $t_в$ практически равны. Поэтому нормируется только температура воздуха в помещении $t_в$. Если в помещениях необходимо учитывать разность между $t_в$ и t_R, то нормируемая внутренняя температура является температурой помещений $t_п$.

Второе условие комфортности определяет допустимые температуры поверхностей при нахождении человека вблизи этих поверхностей.

На холодной поверхности не должно быть конденсации влаги, т. е. температура поверхности должна быть выше температуры точки росы. Температура пола не должна быть ниже $t_в$ более чем на 2-2,5° С. В зоне до 1 м от уровня пола температуры нагревательных приборов должны быть не выше 95° С (для больниц и детских яслей 85° С), в зоне выше 1 м до 45° С, температура нагретых поверхностей и ограждений оборудования не должна превышать 45° С.

В соответствии с температурными условиями устанавливаются скорость и относительная влажность воздуха в помещении.

2.2. Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха

Расчетные параметры внутреннего воздуха. Параметры воздуха в рабочей зоне помещений выбираются в соответствии с действующими санитарными нормами, строительными нормами и правилами (СН, СНиП и ГОСТ).

Рабочей зоной считается пространство высотой до 2 м над уровнем пола или площадки, на которой находятся рабочие места. Постоянным рабочим местом считается то место, где работающий находится большую часть (более 50% или более 2 ч непрерывно) своего рабочего времени. Если обслуживание процессов осуществляется в раз-

личных частях рабочей зоны, то постоянным рабочим местом считается вся рабочая зона.

При определении расчетных метеорологических условий в помещении учитываются способность человеческого организма к акклиматизации в разное время года, интенсивность производимой работы и характер тепловыделений в рабочем помещении.

Параметры воздуха нормируются в зависимости от периода года. Различают три периода года: холодный, когда температура наружного воздуха $t_н$ ниже + 10° С; переходный – при $t_н$=+10° С; теплый – при $t_н$>+10° С.

При учете интенсивности труда все виды работ делятся на три категории: легкие, средней тяжести и тяжелые. К легким, с затратой энергии до 175 Вт, относятся работы, выполняемые сидя или стоя, не требующие систематического физического напряжения (процессы точного приборостроения, конторские работы и др.). К категории работ средней тяжести относятся работы с затратой энергии 175-290 Вт, связанные с постоянной ходьбой, переносом тяжестей до 10 кг (механосборочные цеха, обработка древесины, текстильное производство и др.). К категории тяжелых работ, с затратой энергии более 290 Вт, относятся работы с систематическим физическим напряжением (кузнечные, литейные цеха с ручными процессами и др.).

По интенсивности тепловыделений помещения делятся на группы в зависимости от удельных избытков явной теплоты, под которыми понимается отношение:

$$q_я = Q_{изб.я}/V\,, \qquad (2.6)$$

где V – внутренний объем помещения.

Явной теплотой называется теплота, воздействующая на изменение температуры воздуха помещения. Избытком явной теплоты называется разность между суммарными поступлениями явной теплоты и суммарными теплопотерями в помещении.

В зависимости от $q_я$ различают три группы помещений: с незначительными теплоизбытками явной теплоты при $q_я$ до 23 Вт/м^3; со значительными избытками явной теплоты при $q_я$ >23 Вт/м^3; вспомогательные помещения производственных зданий, жилые и общественные помещения при всех значениях $q_я$.

В холодный период года оптимальная температура воздуха составляет: для легкой работы 20-23° С, для работ средней тяжести 17-20° С, для тяжелой работы 16-18° С; допустимые температуры равны соответственно: 19-25° С, 15-23° С и 13-19° С. Для теплого периода года оптимальные температуры воздуха для указанных категорий работ принимаются 22- 25° С, 21-23° С и 18-21° С. Максимально допустимая температура воздуха в рабочей зоне равна 28° С и только при расчетной температуре наружного воздуха больше +25° С, допускается до 33° С.

Оптимальные значения относительной влажности воздуха нормируются в пределах 40-60%, допустимые – до 75%. Расчетные оптимальные скорости воздуха в помещении принимаются для холодного периода года 0,2-0,3 м/с, для теплого – 0,2-0,5 м/с. Допустимые значения равны 0,2-0,5 м/с зимой и 0,2-1,0 м/с в теплый период года.

Параметры воздуха, необходимые для ведения технологических процессов, устанавливаются технологами. Однако эти параметры не должны выходить за пределы санитарно-гигиенических норм. В противном случае технологический процесс необходимо организовать так, чтобы исключить пребывание людей в зонах недопустимых метеорологических условий.

Расчетные параметры наружного воздуха. Постоянство температурной обстановки в помещении, влажность и подвижность воздуха зависят прежде всего от наружных климатических условий: температуры наружного воздуха $t_н$, влажности наружного воздуха, от скорости ветра и солнечной радиации. Расчетные параметры наружного воздуха устанавливаются исходя из данных метеорологических наблюдений в различных географических пунктах. Влияние наружного климата на тепловой режим ограждений и помещений определяется совместным действием метеорологических факторов.

Для различных географических пунктов климат холодного и теплого периодов года характеризуется тремя расчетными параметрами наружного воздуха: А, Б, В. Расчетные параметры А соответствуют некоторым средним значениям температуры и энтальпии самого холодного или самого жаркого месяца в 13 ч. Параметры В характеризуют экстремальные значения температуры и энтальпии и каждом географическом пункте. Параметры Б являются средними между параметрами А и В.

2.3. Тепловыделения в помещениях

Источниками выделения теплоты в производственных помещениях являются: механическое и электрическое оборудование, нагретые поверхности аппаратов, установок и трубопроводов, солнечная радиация в теплое время года, поверхности нагретых ванн, наружные ограждения (стены, полы, потолки), внутренние ограждения, инфильтрационный воздух, электроосвещение, работающие люди, продукты сгорания и химических реакций, остывающие материалы.

Тепловыделения от некоторых источников необходимо определять раздельно по явной и скрытой теплоте. Приход явной теплоты связан с повышением температуры воздуха в помещении. Скрытая теплота – это теплота, вносимая паром. Она влияет на изменение энтальпии воздуха помещения, но не повышает его температуры.

Тепловыделения от электродвигателей и механизмов. Энергия, подводимая к механизмам, может полностью переходить в теплоту и нагревать воздух помещения, может расходоваться на нагрев обрабатываемого продукта, жидкости или воздуха и уходить из помещения.

Тепловыделения от оборудования, приводимого в действие электродвигателями, кВт:

$$Q_{\text{об}} = N_{\text{у}} \cdot k_{\text{загр}} \cdot k_{\text{одн}} \cdot k_{\text{т}}, \qquad (2.7)$$

где $N_{\text{у}}$ – номинальная установленная мощность электродвигателей, кВт; $k_{\text{загр}}$ – коэффициент загрузки двигателя, равный отношению средней мощности двигателя к номинальной; $k_{\text{одн}}$ – коэффициент одновременности работы оборудования; $k_{\text{т}}$ – коэффициент тепловыделения данного оборудования с учетом уноса теплоты из помещения с материалами, водой, воздухом и т. д.; $k_{\text{загр}}$, $k_{\text{одн}}$, $k_{\text{т}}$ определяются для конкретного производства по нормативным ведомственным материалам; $k_{\text{загр}} = 0{,}5 - 0{,}8$; $k_{\text{одн}} = 0{,}5 - 1{,}0$; $k_{\text{т}} = 0{,}1 - 1{,}0$ (для насосов и вентиляторов $k_{\text{т}} = 0{,}1 - 0{,}3$; для ткацких и металлорежущих станков $k_{\text{т}} = 1{,}0$).

Тепловыделения от электродвигателей, установленных в помещении, кВт:

$$Q_{\text{де}} = N_{\text{у}} \cdot k_{\text{загр}} \cdot k_{\text{одн}} \cdot (1 - \eta_{\text{де}}) / \eta_{\text{де}}, \qquad (2.8)$$

где $\eta_{де}$ – КПД двигателя при данной загрузке.

Тепловыделения от нагретых поверхностей оборудования и паропроводов, кВт:

$$Q_{нп} = \sum F_i \cdot \alpha_i \cdot \left(t_{ст.нi} - t_в\right) \cdot 10^{-3}, \qquad (2.9)$$

где F_i – площади нагретых поверхностей, м^2; α_i – коэффициенты теплоотдачи от стенок наружных поверхностей к воздуху помещения, Вт/(м^2·К); $t_{ст.нi}$ – температуры наружных стенок, °С; $t_в$ – температура воздуха помещения, °С.

Тепловыделения от остывающего продукта и материала, кВт:

$$Q_м = G_м \cdot c_м \cdot \left(t_{м.н} - t_{м.к}\right), \qquad (2.10)$$

где $G_м$ – масса остывающего материала, кг/с; $c_м$ – теплоемкость материала, кДж/(кг·К); $t_{м.н}$ и $t_{м.к}$ – начальная и конечная температуры, °С.

Тепловыделения от освещения, кВт:

$$Q_{ос} = N_{ос}. \qquad (2.11)$$

где $N_{ос}$ – суммарная мощность источников освещения, кВт.

Если осветительная аппаратура и лампы находятся вне помещения (на чердаке, за остеклением и т. п.), количество тепловыделений в помещение (видимая и невидимая теплота) составляет, кВт:

$$Q_{ос} = N_{ос} \cdot \eta_{ос}, \qquad (2.12)$$

где $\eta_{ос}$ – коэффициент, учитывающий долю теплоты от освещения, поступающую в помещение. Для люминесцентных ламп $\eta_{ос} = 0{,}55$, для ламп накаливания $\eta_{ос} = 0{,}85$.

Тепловыделения от людей определяются отдельно по количеству явной, скрытой и полной теплоты. При $t_в = -35° C$ выделения явной теплоты не учитываются. Скрытая теплота, выделяемая людьми – это теплота, пришедшая с влагой, выделяемой человеком, кВт:

$$Q_{ч.я} = n \cdot q_я \cdot 10^{-3}, \qquad (2.13)$$

$$Q_{\text{ч.скр}} = n \cdot q_{\text{скр}} \cdot 10^{-3}, \tag{2.14}$$

$$Q_{\text{ч}} = n \cdot q \cdot 10^{-3}, \tag{2.15}$$

где n – количество людей в помещении; $q_{\text{я}}, q_{\text{скр}}, q$ – удельные количества явной, скрытой и полной теплоты, выделяемой одним работающим, Вт. (Она определяется из условий тепло- и влагообмена человека с окружающей средой и приводится в справочниках. Например, при легкой работе при температуре воздуха в помещении 20° С $q_{\text{я}} = 87$ Вт, $q_{\text{скр}} = 29$ Вт, $q = 116$ Вт).

Тепловыделения от открытых водных поверхностей (явная теплота), кВт:

$$Q_{\text{в}} = (5{,}6 + 4w)(\tau - t_{\text{в}}) \cdot F \cdot 10^{-3}, \tag{2.16}$$

где w – скорость воздуха над поверхностью воды, м/с; τ – температура поверхности воды, °С; F – площадь поверхности воды, м^2.

Скрытая теплота, приходящая с выделяющейся влагой, кВт:

$$Q_{\text{скр}} = r \cdot G_{\text{в}}, \tag{2.17}$$

где r – теплота парообразования (фазового превращения), кДж/кг; $G_{\text{в}}$ – количество влаги, испарившейся с ванны, кг/с.

Величина r может быть определена по формуле:

$$r = 2500 - 2{,}39t_{\text{в}}. \tag{2.18}$$

Теплопоступления за счет инфильтрации наружного воздуха в теплый период года через проемы, неплотности и за счет воздухопроницаемости ограждений, кВт:

$$Q_{\text{инф}} = G_{\text{инф}} \cdot c \cdot (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}), \tag{2.19}$$

где $G_{\text{инф}}$ – масса инфильтрационного воздуха, кг/с; c – теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К); $t_{\text{н}}$ – температура наружного воздуха, °С; $t_{\text{в}}$ – температура воздуха помещения, °С.

Количество воздуха, поступающего за счет инфильтрации, определяется специальным расчетом или принимается по нормативным указаниям для данного типа помещений.

Теплопоступления через внутренние ограждения учитываются при наличии разности температур в смежных помещениях не менее 5° С, кВт:

$$Q_{\text{вн}} = k \cdot F \cdot (t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}}) \cdot 10^{-3}, \qquad (2.20)$$

где k – коэффициент теплопередачи внутреннего ограждения, Вт/(м^2·К); F – поверхность ограждения, м^2; $t_{\text{в1}} - t_{\text{в2}}$ – разность температур воздуха в смежных помещениях, °С.

Теплопоступления через наружные ограждения в теплый период года происходят за счет теплопередачи и солнечной радиации. Приближенно теплопоступления за счет солнечной радиации можно определить по следующим формулам, кВт:

для остекленных поверхностей

$$Q_{\text{р.о}} = F_{\text{о}} \cdot q_{\text{о}} \cdot A_{\text{о}} \cdot 10^{-3}, \qquad (2.21)$$

для покрытий и ограждений

$$Q_{\text{р.п}} = F_{\text{п}} \cdot q_{\text{п}} \cdot K_{\text{п}} \cdot 10^{-3}, \qquad (2.22)$$

где $F_{\text{о}}$ и $F_{\text{п}}$ – поверхности остекления и темных покрытий ограждений, м^2; $q_{\text{о}}, q_{\text{п}}$ – количества теплоты от солнечной радиации, поступающей через поверхности, зависящие от ориентации поверхностей по странам света $q_{\text{о}}$ =70-120 Вт/м^2, $q_{\text{п}}$ для зданий с чердаком равно в среднем 6 Вт/м^2, в помещениях без чердака поступление теплоты от солнечной радиации через кровлю равно 18 Вт/м^2 (для географической широты 55°); $A_{\text{о}}$ – коэффициент, зависящий от характера остекления; $A_{\text{о}}$ равно 1,15 для двойного остекления в одной раме, 0,85 – для одинарного загрязненного стекла, 0,6 – при забеленных окнах; $K_{\text{п}}$ – коэффициент, учитывающий теплозащитные свойства покрытий, численно равный коэффициенту теплопередачи покрытия.

Теплопоступления от солнечной радиации учитываются при температуре наружного воздуха более 10° С. Для уменьшения коли-

чества теплоты радиации целесообразно затенять остекленные поверхности шторами, жалюзи и т. п.

Кроме приведенных источников тепловыделений возможно выделение теплоты химических реакций, от радиации промышленных печей и других источников.

2.4. Тепловой баланс помещения

Тепловой баланс помещения составляется отдельно для каждого периода года и отдельно по явной и скрытой теплоте.

Для теплого периода года можно записать:

$$Q_{\text{т.е}} + Q_{\text{р}} - Q_{\text{т.п.л}} = \pm \Delta Q, \qquad (2.23)$$

где $Q_{\text{т.е}}$ – суммарные тепловыделения в помещении без учета теплоты солнечной радиации; $Q_{\text{р}}$ – теплота солнечной радиации для остекленных поверхностей и покрытий; $Q_{\text{т.п.л}}$ – тепловые потери в помещении для теплого периода года.

Для холодного и переходного периодов года баланс теплоты в помещении будет иметь вид:

$$Q_{\text{т.е}} - Q_{\text{т.п}} = \pm \Delta Q, \qquad (2.24)$$

где $Q_{\text{т.п}}$ – теплопотери помещения в холодный или переходный период года через ограждающие конструкции и на нагрев инфильтрационного воздуха.

В зависимости от величин, входящих в эти уравнения, тепловой баланс помещения может иметь три вида.

Первый вид теплового баланса – тепловыделения равны теплопотерям:

$$\Delta Q = 0 \qquad (2.25)$$

В этом случае при работающем технологическом оборудовании температура воздуха помещения не будет изменяться. Во время неработающего оборудования (выходные дни, ночное время) тепловыделения уменьшаются, и будет наблюдаться недостаток теплоты, поэтому в нерабочее время холодного периода года в помещениях должно быть предусмотрено дежурное отопление.

Второй вид теплового баланса – теплопотери превышают тепловыделения:

$$\Delta Q < 0;\ \Delta Q = Q_{\text{нед}}, \tag{2.26}$$

где $Q_{\text{нед}}$ – недостаток теплоты в помещении.

При составлении теплового баланса по явной теплоте $Q_{\text{нед.я}}$ компенсируется установкой нагревательных приборов отопления или путем совмещения отопления с системой вентиляции. В последнем случае температура подаваемого в помещение воздуха должна превышать температуру воздуха и помещении на величину:

$$\Delta t = Q_{\text{нед.я}} / (c \cdot G), \tag{2.27}$$

где c – теплоемкость воздуха; G – массовый расход приточного воздуха, кг/с.

Третий вид баланса – тепловыделения больше теплопотерь:

$$\Delta Q > 0;\ \Delta Q = Q_{\text{изб}} \tag{2.28}$$

Избыток явной теплоты $Q_{\text{изб}}$ должен поглощаться воздухом, подаваемым в помещение с температурой ниже температуры воздуха в помещении. Как и в первом случае при неработающем оборудовании должно предусматриваться дежурное отопление.

2.5. Влаговыделения в помещении

Источниками влаговыделений в помещении являются работающие в цехе люди, открытые водные поверхности, высыхающие материалы, оборудование и паропроводы.

Влаговыделения с открытой некипящей водной поверхности определяются по формуле Дальтона, кг/с,

$$G = \beta_{\text{п}} \cdot F \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{п}}) \cdot 101{,}3 \cdot 10^3 / p_{\text{б}}, \tag{2.29}$$

где $\beta_{\text{п}}$ – коэффициент массоотдачи, кг/(м^2·с·Па); F – поверхность испарения, м^2; $p_{\text{н}}$, $p_{\text{п}}$ – парциальные давления насыщенного водяного пара при температуре поверхности воды и в воздухе помещения, Па; 101,3·10^3 Па – нормальное атмосферное давление; $p_{\text{б}}$ – барометрическое давление, Па.

Коэффициент массоотдачи $\beta_{\text{п}}$ можно вычислить по формуле:

$$\beta_{\text{п}} = (a + 0{,}0362 \cdot \upsilon) \cdot 10^{-6}, \qquad (2.30)$$

где a – опытный коэффициент; υ – скорость воздуха над поверхностью испарения, м/с.

Количество испаренной влаги с мокрой поверхности пола можно определить по формуле, кг/с:

$$G_2 = \alpha \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{м}}) / r, \qquad (2.31)$$

где α – коэффициент теплоотдачи от воздуха к воде, Вт/(м^2·К); $t_{\text{с}} - t_{\text{м}}$ – температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам, °С; F – поверхность испарения, м^2; r – скрытая теплота парообразования, кДж/кг.

Влаговыделения при сушке материалов, находящихся в цехе, кг/с:

$$G_3 = (G_{\text{н}} - G_{\text{к}}) / \Delta z, \qquad (2.32)$$

где $G_{\text{н}}$ и $G_{\text{к}}$ – начальная и конечная массы материалов, кг; Δz – время пребывании материла в цехе, за которое произошла убыль массы с $G_{\text{н}}$ до $G_{\text{к}}$.

Количество водяного пара G_4, выделяющегося через неплотности аппаратов, паропроводов, рекомендуется принимать, по результатам промышленных испытаний. Оно составляет 1-5% количества влаги оборудования.

Количество влаги, выделенное людьми, определяется по формуле, кг/с:

$$G_5 = g \cdot n, \qquad (2.33)$$

где g – количество влаги, выделяемое одним человеком, кг/с, зависящее от тяжести работы; n – число людей в помещении.

Увеличение влаги в воздухе помещения может быть также за счет более влажного инфильтрационного наружного воздуха. Количество поступившей влаги равно, кг/с:

$$G_6 = G_{\text{инф}} \cdot (d_{\text{н}} - d_{\text{в}})/1000, \qquad (2.34)$$

где $G_{\text{инф}}$ – количество инфильтрационного воздуха, кг/с; $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{в}}$ – влагосодержание наружного и внутреннего воздуха, г/кг сухого воздуха.

Наблюдается влаговыделение и при химических реакциях.

Поглощение влаги в производственных помещениях учитывается редко. Оно возможно при сорбции влаги гигроскопическими материалами. Например, продукт, высушенный до влажности ниже равновесной, будет сорбировать водяные пары из воздуха. Количество сорбированной влаги равно:

$$G_{\text{сорб}} = (G_{\text{к}} - G_{\text{н}})/\Delta z, \qquad (2.35)$$

где $G_{\text{к}}$ и $G_{\text{н}}$ – начальная и конечная массы продукта, кг; Δz – время сорбирования.

Возможно также уменьшение влаги в воздухе за счет инфильтрационного воздуха при $d_{\text{н}} < d_{\text{в}}$ (в зимнее время).

Баланс влаги в помещении, кг/с:

$$G_{\text{в}} = G_{\text{выд}} - G_{\text{пог}}, \qquad (2.36)$$

где $G_{\text{выд}}$ и $G_{\text{пог}}$ – суммарные количества выделенной и поглощенной влаги.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИИ

3.1. Классификация систем вентиляции

Поддержание необходимых параметров воздушной среды в рабочих помещениях осуществляется различными системами воздухообмена или системами вентиляции. Системы вентиляции можно классифицировать по нескольким основным признакам.

По способу перемещения воздуха различают системы естественной и механической вентиляции. При естественной вентиляции воздух перемещается под действием гравитационного давления, возникающего за счет разности плотностей холодного и нагретого воздуха и под действием ветрового давления. Так как естественный напор обычно невелик, то естественный воздухообмен применяют при небольших гидравлических сопротивлениях системы. Поступление и удаление воздуха чаще всего организуются через проемы ограждающих конструкций зданий. Такая система называется аэрацией. К. естественной вентиляции относится также неорганизованный воздухообмен проветриванием.

При механической вентиляции воздух перемещается под действием вентилятора. При сложной системе обработки и распределения воздуха гидравлические потери будут значительными и, следовательно, в этом случае может быть применена только механическая вентиляция.

Возможно устройство и смешанной системы при одновременном действии механической и естественной вентиляции.

По способу подачи и удаления воздуха системы делятся на приточные, вытяжные, приточно-вытяжные и системы с рециркуляцией.

Приточная система – это система, при которой воздух подается в помещение после подготовки его в кондиционере или в приточной камере. В помещении при этом создается избыточное давление, за счет которого воздух уходит наружу через окна, двери или в другие помещения. Приточная система применяется для вентиляции помещений, в которые нежелательно попадание загрязненного воздуха из соседних помещений или холодного воздуха извне; система целесообразна также для вестибюлей, лестничных клеток, тамбуров.

Вытяжная система предназначена для удаления воздуха из помещения, при этом в помещении создается пониженное давление, и воздух соседних помещений или наружный воздух поступает в данное помещение. Вытяжную систему целесообразно применять в том

случае, когда вредные выделения данного помещения не должны распространяться на соседние помещения, например для вредных цехов, химических и биологических лабораторий, санузлов, курительных комнат. В холодный период года неорганизованный приток наружного, в ряде случаев загрязненного, воздуха может вызвать охлаждение помещений. Для компенсации недостатка теплоты необходим монтаж системы отопления. Вытяжные системы применяются для помещений с кратковременным пребыванием людей или при небольших количествах вытяжного воздуха.

Приточно-вытяжные системы являются наиболее распространенными в промышленности, так как они более полно удовлетворяют условиям создания нормируемых параметров воздуха помещения.

Системы с рециркуляцией отработавшего воздуха – это системы, в которых к наружному воздуху подмешивается часть вытяжного воздуха. После термовлажностной обработки смесь поступает в вентилируемое помещение. Системы с рециркуляцией применяются для снижения расхода теплоты в холодный период года или для снижения расхода холода – в системах кондиционирования воздуха в теплый период года.

По способу обеспечения метеорологических факторов системы подразделяются на общеобменные, местные, смешанные и системы аварийной вентиляции.

Общеобменная система вентиляции предназначена для создания средних метеорологических условий во всем объеме рабочей зоны помещений. Она применяется в том случае, когда вредные выделения поступают непосредственно в воздух помещения и когда рабочие места располагаются по всему помещению – не фиксированы в определенных границах. Вентиляционный воздух, поступающий в помещение, распределяется по возможности равномерно по всему помещению, поглощает вредные выделения и удаляется из помещения. Количество подаваемого и удаляемого воздуха рассчитывается из условий разбавления вредных выделений до допустимых концентраций. Недостатком этого способа вентиляции является наличие разных параметров воздуха в помещении. В зонах подачи приточного воздуха условия воздушной среды будут лучше, чем в зонах удаления воздуха. Кроме того, для создания заданных условий часто требуются значительные расходы воздуха, что может вызвать затруднения при техническом решении и быть экономически нецелесообразным.

При значительных объемах помещений, уменьшении числа работающих в связи с дальнейшим развитием механизации и автоматизации производственных процессов, наличии фиксированных рабочих мест создаются условия для применения способов обеспечения метеорологических факторов непосредственно на рабочих местах или местных способов вентиляции – локализующей, местного душирования и др. Система местной вытяжной (локализующей) вентиляции применяется для предотвращения распространения по всему помещению вредных выделений, образующихся на отдельных участках технологического процесса. При локализующей вентиляции устраиваются укрытия машин, аппаратов или участков технологического процесса, от которых осуществляется вытяжка воздуха.

К системам местной приточной вентиляции относится воздушное душирование. Воздушное душирование применяется при воздействии на работающего потока радиационной теплоты и в том случае, когда локализующая и общеобменная вентиляции не обеспечивают на рабочем месте заданных параметров воздушной среды. Воздушные души выполняются в форме направленных на рабочих воздушных потоков с определенными параметрами.

К системе местной приточной вентиляции относятся также воздушные завесы для защиты от прорыва холодного воздуха в помещения через различные проемы здания (ворота, двери и т. п.).

Смешанная система вентиляции является сочетанием элементов местной и общеобменной систем. Локализующая система удаляет вредные вещества из кожухов и укрытий машин. Однако часть вредных веществ через неплотности укрытий прорывается в помещение; эта часть удаляется общеобменной вентиляцией.

Системы аварийной вытяжной вентиляции обязательны для производства, в которых возможен внезапный прорыв вредных паров и газов. Производительность аварийной вентиляции должна быть определена в технологической части проекта. Если в технологической части отсутствуют расчет производительности или указания о необходимости воздухообмена аварийной вентиляции, то следует предусматривать производительность аварийной вентиляции, чтобы она совместно с основной вентиляцией обеспечивала в помещении не менее восьми воздухообменов в час. Система аварийной вентиляции должна включаться автоматически при достижении предельно допустимой концентрации вредных выделений или при останове одной из систем общеобменной или местной вентиляции.

3.2. Вредные выделения в производственных помещениях

Технологические процессы промышленных предприятий сопровождаются выделением теплоты и влаги, а также различных веществ, ухудшающих состояние воздушной среды. Избыток теплоты, влаги, вредные пары, газы, пыль называются вредными выделениями. Борьба с вредными выделениями в помещения должна осуществляться главным образом путем герметизации технологического оборудования. При проектировании систем вентиляции производственных помещений определяется количество выделяющейся теплоты и влаги, вредных паров, газов и пыли и составляются тепловлажностные и газовые балансы помещений.

Для поддержания заданных параметров воздушной среды в рабочем помещении необходимы подача свежего и удаление загрязненного воздуха. В зависимости от направления потоков воздуха в помещении вредные выделения переносятся в горизонтальном и вертикальном направлениях и распространяются по всему помещению. Поэтому воздухообмен необходимо организовать для всего помещения. В том случае, если рабочие места фиксированы в помещении, расчетные параметры можно поддерживать только на рабочих местах (в рабочей зоне), подавая к ним свежий воздух.

Некоторые вредные пары и газы в смеси с воздухом образуют взрывоопасные смеси. Большие накопления некоторых видов пыли могут самовозгораться. Для таких производств необходим воздухообмен, полностью исключающий создание взрывоопасных смесей.

3.3. Расчет воздухообмена по борьбе с отдельными вредными выделениями

Расчет воздухообмена по борьбе с теплоизбытками.

Баланс явной теплоты помещения при наличии теплоизбытков запишется в виде:

$$\Delta Q_{\text{изб.я}} + G \cdot t_{\text{п}} - G \cdot c \cdot t_{\text{ух}} = 0, \qquad (3.1)$$

где $\Delta Q_{\text{изб.я}}$ – избытки явной теплоты всего помещения, кВт; c – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); $t_{\text{п}}, t_{\text{ух}}$ – температура приточного и уходящего воздуха, °С.

Тогда воздухообмен:

$$G = \Delta Q_{\text{изб.я}} /(c \cdot (t_{\text{ух}} - t_{\text{п}})). \quad (3.2)$$

При вытяжке воздуха из рабочей зоны $t_{\text{ух}} = t_{\text{п}}$.

Разность температур

$$\Delta t_{\text{р}} = t_{\text{в}} - t_{\text{п}}, \quad (3.3)$$

где $\Delta t_{\text{р}}$ – рабочая разность температур.

Баланс полной теплоты в помещении запишется как:

$$\Delta Q_{\text{изб.}} + G \cdot I_{\text{п}} - G \cdot I_{\text{ух}} = 0, \quad (3.4)$$

где $\Delta Q_{\text{изб.}}$ – избыточная полная теплота, кВт; G – расход воздуха, кг/с; $I_{\text{п}}$, $I_{\text{ух}}$ – соответственно энтальпия приточного и уходящего воздуха, кДж/кг.

Расход воздуха на вентиляцию, кг/с:

$$G = \Delta Q_{\text{изб}} /(I_{\text{ух}} - I_{\text{п}}). \quad (3.5)$$

В большинстве случаев отработавший воздух удаляется из верхней зоны помещения с температурой более высокой, чем температура воздуха рабочей зоны. Для определения $t_{\text{ух}}$ можно пользоваться формулой:

$$t_{\text{ух}} = t_{\text{в}} + K(H - 2), \quad (3.6)$$

где $t_{\text{в}}$ – расчетная температура внутреннего воздуха (рабочей зоны); К=0,2-1,5 °С/м – коэффициент нарастания температуры воздуха по высоте помещения; H – расстояние от пола до центра вытяжных отверстий, м.

Правильный выбор $\Delta t_{\text{р}}$ имеет большое значение, как для расчета вентиляционного оборудования, так и для создания необходимых метеорологических условий в цехе. При больших $\Delta t_{\text{р}}$ уменьшается расход вентиляционного воздуха, снижаются расход электроэнергии и затраты на устройство и эксплуатацию системы. Однако при значительных перепадах между температурами приточного воздуха и воз-

духа помещения будут неблагоприятные ощущения холодного дутья. При малых $\Delta t_{\text{р}}$ получим большие расходы воздуха, вследствие чего будет увеличение расходов на систему. Кроме того, может быть также повышение скоростей воздуха в помещении, что может оказывать неблагоприятное воздействие на человека. При выборе $\Delta t_{\text{р}}$ необходимо так организовать распределение воздуха в помещении, чтобы перемешивание свежего воздуха с воздухом помещения и затухание приточных струй происходили вне рабочей зоны.

Воздухообмен по борьбе с влаговыделениями.

Исходными данными к расчету являются: избыточная влага $G_{\text{в л}}$, кг/с, и влагосодержание уходящего $d_{\text{ух}}$ и приточного $d_{\text{п}}$ воздуха, г/кг сухого воздуха. Значение $G_{\text{в л}}$ принимается по балансу влаги.

Если в помещении другие вредные выделения отсутствуют, то воздухообмен определяется в соответствии с общим уравнением воздухообмена, кг/с:

$$G = G_{\text{вл}} /(d_{\text{ух}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^3 . \qquad (3.7)$$

Расчет воздухообмена при одновременном выделении теплоты и влаги.

В промышленности встречаются технологические процессы, при которых в помещение одновременно выделяются и теплота, и влага. Для общеобменной вентиляции определяют значение избыточной явной теплоты $\Delta Q_{\text{изб.я}}$ и количество избыточной влаги $G_{\text{вл}}$.

Энтальпия и влагосодержание приточного воздуха будут увеличиваться соответственно на $\Delta I_{\text{пом}}$ и на $\Delta d_{\text{пом}}$. Следовательно, расход воздуха для поглощения теплоты составит:

$$G = \Delta Q_{\text{изб}} /(I_{\text{ух}} - I_{\text{п}}) = G = \Delta Q_{\text{изб}} / \Delta I_{\text{пог}} , \qquad (3.8)$$

и для поглощения влаги:

$$G = G_{\text{вл}} /(d_{\text{ух}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^3 = G_{\text{вл}} / \Delta d_{\text{пог}} \cdot 10^3 . \qquad (3.9)$$

Приравнивая правые части, получаем:

$$\Delta Q_{\text{изб}} / G_{\text{вл}} = (\Delta I_{\text{пог}} / \Delta d_{\text{пог}}) \cdot 1000 = \varepsilon_{\text{пог}} , \qquad (3.10)$$

где $\varepsilon_{\text{пог}}$ – луч углового коэффициента.

Расчет воздухообмена по борьбе с вредными парами и газами.

Масса вредных веществ, выделяющихся в помещение, определяется по балансу вредных выделений помещений. Применяя общую формулу, получаем для этих условий значение L, м^3/с:

$$L = \Psi \cdot G_{\text{в.в.}} / \left(C_{\text{пдк}} - C_{\text{п}}\right), \qquad (3.11)$$

где Ψ – коэффициент неравномерности распределения вредного вещества по помещению; $G_{\text{в.в.}}$ – масса вредного вещества, выделившегося в помещение, мг/с; $C_{\text{пдк}}$, $C_{\text{п}}$ – концентрация вредного газа и пара в приточном воздухе и предельно допустимая, мг/м^3.

Начальная концентрация вредных веществ в приточном воздухе не должна превышать 30% предельно допустимой концентрации данного вредного вещества в рабочей зоне.

По данным эксплуатации вентиляционных систем пределы изменения коэффициента неравномерности $\Psi = 1{,}2 - 2{,}0$.

Если в цехе выделяется не одно, а несколько различных вредных веществ (паров, газов), то при расчете производительности общеобменной вентиляции имеются особенности при выборе расчетного значения предельно допустимой концентрации. При одновременном выделении в рабочую зону вредных веществ, не обладающих однонаправленным характером действия, подсчитываются объемы общеобменной вентиляции отдельно для разбавления каждого вещества до предельно допустимой концентрации. Расчетный воздухообмен такого помещения находят по наибольшему воздухообмену, полученному из расчетов для каждого вредного вещества. При одновременном поступлении в рабочую зону веществ однонаправленного действия расчетный воздухообмен находят суммированием объемов, полученных из расчета по каждому веществу, при этом допустимыми для проектирования считают такие концентрации C, которые удовлетворяют условию:

$$C_1 / C_{\text{пдк1}} + C_2 / C_{\text{пдк2}} + \ldots + C_{\text{п}} / C_{\text{пдк}_{\text{п}}} \le 1, \qquad (3.12)$$

где $C_1, C_2, C_{\text{п}}$ – фактическая концентрация веществ в воздухе помещений, мг/м^3; $C_{\text{пдк1}}, C_{\text{пдк2}}, C_{\text{пдк}_{\text{п}}}$ – предельно допустимые концентрации вредных веществ в наружном воздухе, мг/м^3.

Расчет воздухообмена по борьбе с пылью:

$$L = \beta \cdot G_{\text{п}} / (\text{a}_{\text{пдк}} - \text{a}_{\text{п}}), \text{ м}^3/\text{с} \qquad (3.13)$$

где β – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения пыли по помещению; $G_{\text{п}}$ – масса пыли, выделяемой в помещение, мг/с; $\text{a}_{\text{пдк}}$ – допустимая концентрация пыли в рабочей зоне, мг/м^3; $\text{a}_{\text{п}}$ – концентрация пыли в приточном воздухе, мг/м^3.

Расчет количества приточного воздуха по нормативной кратности воздухообмена.

В общем случае санитарные нормы не допускают определять количество приточного воздуха по кратности воздухообмена, за исключением случаев, оговоренных в нормативных документах. В этом случае воздухообмен, м^3/с, определяется по формуле:

$$L = n \cdot V / 3600, \qquad (3.14)$$

где n – нормативная кратность воздухообмена (значения n даны в соответствующих выпусках СНиП и справочниках), м^3/ч; V – объем помещения, м^3.

4.ОБЩЕОБМЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

4.1. Основы циркуляции воздуха в помещении

Воздухообмен в рабочем помещении должен быть организован таким образом, чтобы заданные метеорологические условия и чистота воздуха достигались при минимальном расходе воздуха. Для правильного решения этих вопросов необходимо знать закономерности развития и взаимодействия приточных, вытяжных и конвективных струй в помещении, так как они определяют характер движения воздуха по помещению, формируют поля температур и поля концентрации вредных веществ.

Приточные и конвективные воздушные струи можно подразделять по следующим признакам. По виду энергии, создающей струю, различают: механические приточные струи, создаваемые вентилятором; конвективные струи, образующиеся за счет нагревания или охлаждения воздуха вблизи горячих или холодных аппаратов и устройств.

По форме приточного отверстия струи делятся на: осесимметричные приточные струи, выходящие из круглых или квадратных отверстий; конвективные струи, образующиеся над осесимметричными в плане источниками теплоты; плоские приточные струи, выходящие из щели бесконечной длины, или конвективные струи, возникающие над бесконечно длинными источниками теплоты; прямоугольные струи, вытекающие из прямоугольного отверстия, или конвективные струи, образующиеся над прямоугольными в плане источниками теплоты.

По степени воздействия на струи окружающего пространства различают: свободные струи, движущиеся в неограниченном пространстве; полуограниченные или настильные струи, движущиеся вдоль ограниченной плоскости; стесненные струи, вытекающие в пространство с конечными размерами, соизмеримыми с размерами струи.

Кроме того, приточные струи делятся по степени изотермичности на изотермические струи, температура которых равна температуре воздуха помещения, куда поступает струя, и неизотермические – при разных температурах в струе и в среде.

По форме струи делятся на компактные, имеющие параллельные векторы скоростей истечения, и веерные, у которых векторы скоростей составляют между собой угол.

Свободная изотермическая турбулентная струя, выходящая из осесимметричного патрубка, показана на рис. 4.1.

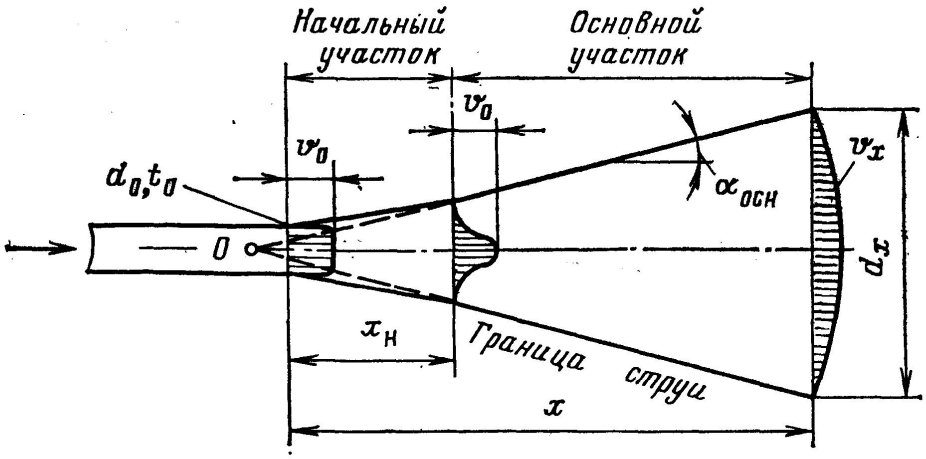


Рис. 4.1. Схема свободной изотермической струи

Развитие струи происходит свободно, без стеснения потолком, оборудованием или ограждениями помещения. По выходе из отверстия струя постепенно расширяется и размывается окружающей средой. Движущиеся частицы в силу инерции стремятся сохранить скорость. Однако на поверхности раздела потока и неподвижной среды возникают силы торможения, происходит обмен массами и импульсами. Частицы струи эжектируют частицы окружающего воздуха, вследствие чего масса струи и ее сечение растут по мере удаления от выходного отверстия. Силы торможения сказываются сначала на периферийных слоях, в которых образуется непрерывно утолщающийся пограничный слой. Вследствие этого скорость в струе уменьшается сначала в периферийных слоях, оставаясь постоянной в центре струи. На определенном расстоянии происходит падение скорости во всем сечении струи.

Свободная изотермическая струя подразделяется на два участка: начальный и основной. На начальном участке осевая скорость струи остается постоянной, равной скорости выхода из приточного насадка. На основном участке осевая скорость струи непрерывно уменьшается. Длина начального участка при истечении струи из круглых отверстий составляет 5-6 диаметров приточного отверстия. Точка пересечения образующих основного участка называется полюсом струи (точка О). Угол расширения струи основного участка практически одинаков для всех струй ($\alpha = 20 \div 22°$). Свободные неизотермические струи характеризуются тем, что нагретая или охлажденная приточная струя по мере

ее распространения приобретает температуру окружающего воздуха, а в поперечных сечениях струи формируются подобные профили скоростей и подобные профили температур, которые описываются уравнениями:

$$\upsilon_{\text{х}} / \upsilon_0 = m \cdot K_{\text{в}} \cdot F_0^{0,5} / x, \tag{4.1}$$

$$\Delta t_{\text{х}} / \Delta t_0 = n \cdot K_{\text{в}} \cdot F_0^{0,5} / x, \tag{4.2}$$

где $\upsilon_{\text{х}}$ – осевая скорость струи на расстоянии x; υ_0 – начальная скорость выхода воздуха в расчетном сечении воздухораспределителя, м/с; m, n – опытные коэффициенты затухания струи, зависящие от конструкции воздухораспределителя; $K_{\text{в}}$ – поправочный коэффициент на взаимодействие одинаковых параллельных струй: для одной струи $K_{\text{в}} = 1$; F_0 – расчетное сечение воздухораспределителя, м^2; x – расстояние от места выхода струи до постоянного рабочего места; $t_{\text{х}}$ – температура на оси струи на расстоянии x от насадка; $t_{\text{окр}}$ – температура окружающего воздуха:

$$\Delta t_{\text{х}} = t_{\text{х}} - t_{\text{окр}}; \tag{4.3}$$

t_0 – температура воздуха в сечении F_0:

$$\Delta t_0 = t_0 - t_{\text{окр}}. \tag{4.4}$$

Имея в качестве исходного значения скорость υ_0, сечение насадка F_0 и расстояние x от насадка до рабочего места, можно определить скорость $\upsilon_{\text{х}}$ и разность температур $\Delta t_{\text{х}} = t_{\text{х}} - t_{\text{окр}}$ на оси струи.

Механизм образования конвективной струи заключается в следующем. Прилегающий к источнику теплоты воздух нагревается, плотность его уменьшается, и он поднимается вверх, отводя теплоту от источника. При дальнейшем движении восходящего потока происходит подсасывание воздуха из окружающей среды и факел струи расширяется с понижением температуры. Принято делить факел на три участка: формирование тепловой струи, ускоренное движение струи с сужением потока (образование «шейки») и расширение струи.

В зимний период года вдоль окон и наружных стен возможно образование холодных струй, направленных сверху вниз.

Движение воздуха у вытяжных отверстий показано на рис. 4.2. Картина распределения характеризуется быстрым падением скорости на оси потока.

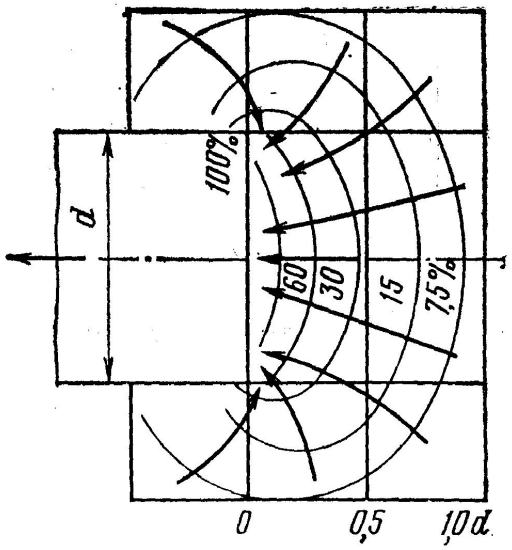


Рис. 4.2 Спектры скорости воздуха при всасывании в трубу

Таким образом, циркуляция воздуха в помещении будет зависеть от наличия приточных, конвективных и вытяжных струй, от их взаимного расположения по площади и высоте помещения, причем действие приточных струй будет значительно большим, чем действие вытяжных струй.

На рис. 4.3 показана картина распределения и циркуляции воздуха в помещении по исследованиям, проведенным на моделях при разных схемах подачи и удаления воздуха и при изотермических условиях.

Равномерное распределение воздуха (рис. 4.3.а) достигается в том случае, если приток равномерен по ширине помещения, а вытяжка сосредоточена. Схемы на рис. 4.3.б-г создают замкнутые контуры циркуляции и мертвые зоны.

При организации воздухообмена в помещениях с выделением вредных паров и газов необходимо учитывать их физические свойства, в первую очередь плотность. Пары и газы, имеющие плотность ниже плотности воздуха, будут стремиться подниматься вверх, а при большей плотности – опускаться в низ помещения.

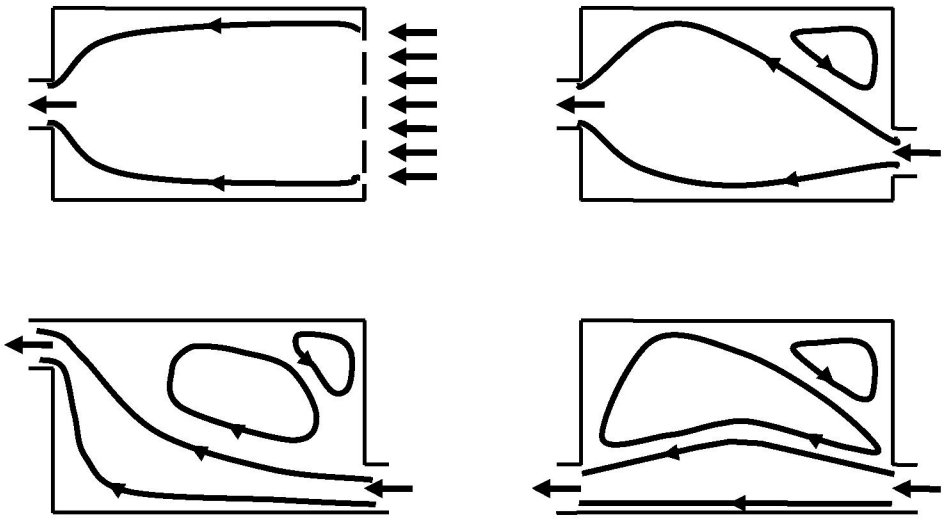


Рис. 4.3. Схемы циркуляции воздуха в помещении

4.2. Схемы общеобменной приточно-вытяжной вентиляции

Общеобменная приточно-вытяжная система вентиляции характеризуется притоком в помещение свежего воздуха и удалением из него воздуха, поглотившего вредные выделения. Организация воздухообмена зависит от характера распределения вредных выделений и архитектурно-планировочных решений цеха.

Если вентиляционный воздух не полностью поглощает вредные выделения, то они будут накапливаться, и концентрация их через определенное время может превысить допустимое значение. При общеобменной вентиляции необходимо, чтобы весь подаваемый воздух участвовал в поглощении вредных выделений и удалялся после того, как его концентрация достигнет расчетных значений. Очевидно, что воздух должен распределяться по помещению таким образом, чтобы не было невентилируемых застойных зон. Это положение в значительной мере зависит от расположения приточных и вытяжных отверстий.

С учетом схем циркуляции воздуха различают четыре основные схемы организации воздухообмена при общеобменной вентиляции: сверху-вниз, сверху-вверх, снизу-вверх, снизу-вниз. Кроме этих схем применяются комбинированные схемы.

Схема сверху-вниз предусматривает подачу воздуха у потолка и вытяжку у пола помещения, в схеме сверху-вверх подача и удаление воздуха происходят в верхней зоне. Обе схемы целесообразно применять и том случае, если приточный воздух, а холодный период года

имеет температуру ниже температуры помещения, т. е. при наличии теплоизбытков. По этой схеме приточный воздух проходит по всей высоте помещения, поглощает теплоту и поступает в рабочую зону нагретым. Это позволяет принимать разность температур приточного и внутреннего воздуха $\Delta t_р$ = 5-10° С. Смешение приточного и внутреннего воздуха создает в рабочей зоне слабые вторичные токи, благоприятные для самочувствия работающих.

Схема снизу-вверх предусматривает подачу воздуха в нижнюю зону, а удаление – в верхней зоне, схема снизу-вниз – подачу и удаление внизу помещения. Две последние схемы целесообразны при температуре приточного воздуха в холодный: период года выше температуры внутреннего воздуха. Если поступает более холодный воздух, необходимо организовать его подачу мелкими струями со скоростью 0,5-0,7 м/с, перепад температур между приточным и внутренним воздухом не должен превышать 3-5° С. При выделении газов с плотностью, большей плотности воздуха, удаляется из нижней части помещения 60-70% и из верхней части 30-40% воздуха. Если плотность газов меньше плотности воздуха, удаление загрязненного воздуха происходит в верхней зоне, и подача непосредственно в рабочую зону.

В помещениях со значительными влаговыделениями вытяжка влажного воздуха осуществляется в верхней зоне, а подача в количестве до 60% – в рабочую зону; и в количестве 40% – в верхнюю зону.

Во всех случая: необходимо решать вопрос, учитывая следующее: подача свежего приточного воздуха – в чистую зону, вытяжка – из наиболее загрязненной зоны.

Расчет воздухообменов при общеобменной вентиляции необходимо производить для трех периодов года теплого, холодного и переходного, так как параметры наружного и внутреннего воздуха и количество вредных выделений в разные периоды года различны. За расчетный воздухообмен принимается максимальное количество воздуха, полученное по трем периодам. По расчетному воздухообмену выбираются вентиляторы и другое оборудование.

Большое значение для эффективной работы вентиляции имеет правильный выбор соотношения между расходами приточного и вытяжного воздуха. Если в прилегающие помещения поступают токсические вредные выделения, то приток должен превышать вытяжку, и наоборот.

При определении производительности вентиляционных систем необходимо учитывать местные притоки и вытяжки в помещении от

производственного оборудования, например местные отсосы, вытяжки от сушилок пневмотранспорта и т. п. Если расчетный воздухообмен составляет G, а суммарная вытяжка от оборудования $G_{\text{обор}}$, то производительность системы $G_{\text{выт}} = G - G_{\text{обор}}$.

5. АЭРАЦИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ

Под аэрацией понимают организованный естественный воздухообмен, в результате которого можно достигнуть параметров воздуха в помещении, отвечающих санитарно-гигиеническим нормам. Аэрация является общеобменной вентиляцией, осуществляемой за счет естественных сил: гравитационного и ветрового давления. Наружный воздух при аэрации поступает в помещение через открытые проемы. Отработавший воздух, уносящий с собой теплоту, влагу, вредные вещества, уходит из цеха через верхние проемы или специальные устройства – фонари.

Аэрацию рекомендуется применять: в производствах, где не требуется предварительной обработки приточного наружного воздуха; в том случае, когда не происходит конденсации влаги из воздуха на строительных конструкциях и образования тумана; когда концентрация пыли и вредных веществ в приточном воздухе не превышает 30% предельно допустимой в рабочей зоне.

Многие цеха предприятий металлургической, машиностроительной, химической и других отраслей промышленности и главные корпуса электрических станций работают со значительными теплоизбытками, для удаления которых требуются большие расходы воздуха. Вследствие этого применение аэрации, т.е. организация воздухообмена без затраты механической энергии, является экономически целесообразным.

Поступление наружного воздуха в цех в холодный и переходный периоды года выполняют с таким расчетом, чтобы холодный воздух не попадал в рабочую зону. Для этого наружный воздух подается в помещение через проемы, расположенные не ниже 4 м от пола до нижнего среза проема. В теплый период года для повышения эффективности воздухообмена приточный воздух следует подавать на возможно минимальной отметке – на уровне 0,3-1,8 м от пола или через подпольные каналы.

Отработавший воздух уходит из цеха через верхние проемы или специальные устройства – аэрационные фонари.

Невозможность очистки вытяжного воздуха является недостатком аэрации.

Аэрация за счет ветрового давления.

Аэрация за счет ветрового давления происходит при возникновении разности давлений с наветренной и заветренной сторон здания.

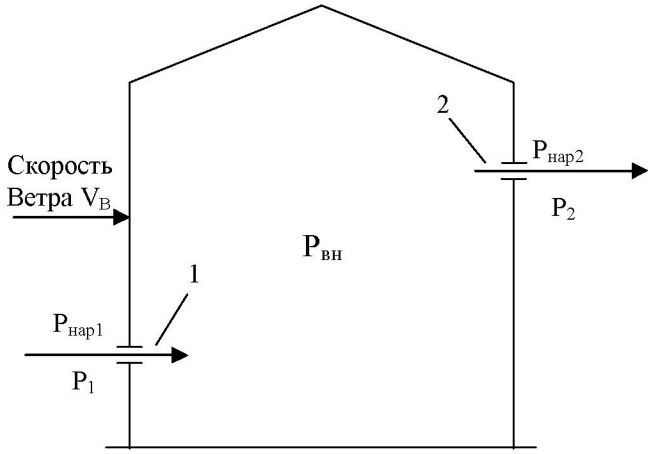


Рис. 5.1. Аэрация за счёт ветрового давления

Наружный воздух поступает в цех через проемы *1*, расположенные с наветренной стороны за счет разности давлений $P_{нар1} - P_{вн}$.

Воздух уходит через проемы *2* с заветренной стороны за счет разности давлений $P_{вн} - P_{нар2}$. При этом общий перепад давлений составляет $P_{нар1} - P_{нар2}$, где $P_{нар1}$ – давление у наружных поверхностей здания с наветренной стороны; $P_{нар2}$ – то же с заветренной стороны; $P_{вн}$ – давление внутри помещения. Наружное давление ветрового потока

$$P_{нар} = P_а + k\rho w^2 / 2, \qquad (5.1)$$

где $P_а$ – атмосферное давление, Па; $\rho w^2 / 2$ – динамическое давление, создаваемое ветром, Па; w – скорость ветра, м/с; k – аэродинамический коэффициент здания, определяемый опытным путем при продувке моделей здания в аэродинамической трубе (k имеет положительное и отрицательное значения).

Аэрация под действием гравитационного (теплового) давления.

Гравитационное давление образуется при наличии разности температур и, следовательно, разности плотностей воздуха внутри и снаружи помещения.

На рис. 5.1 показано однопролетное здание с проемами *1* и *2* в наружных ограждениях. Средняя температура воздуха внутри здания

$t_в$, температура воздуха снаружи $t_н$. Этим температурам соответствуют плотности воздуха $\rho_в$ и $\rho_н$.

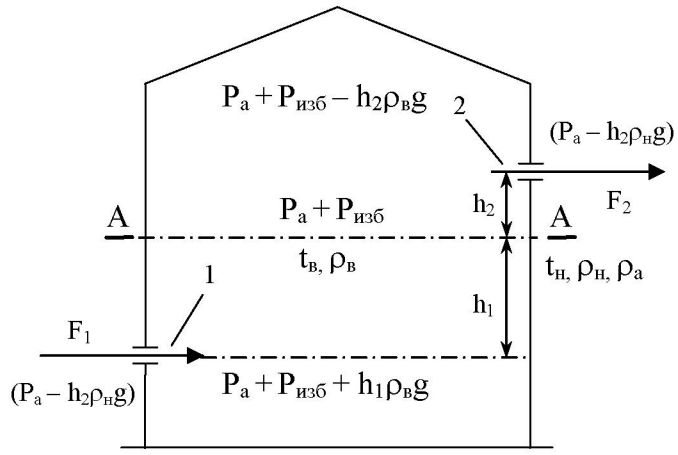


Рис. 5.2. Аэрация под действием гравитационного давления

При расчете аэрации пользуются понятием внутреннего избыточного давления, под которым понимается разность давлений снаружи и внутри помещения на одном и том же уровне. Пусть в плоскости *A - A* имеем избыточное давление $P_{изб}$, тогда у каждого из проемов *1 и 2* будут создаваться определенные избыточные давления. Для отверстия *1*, расположенного ниже уровня *A - A* на расстоянии h_1, будут давления:

внутри помещения $P_а + P_{изб} + h_1\rho_в g$,

снаружи помещения $P_а + h_1\rho_н g$.

Избыточное давление на уровне центра отверстия *1*:

$$P_{изб1} = P_{изб} + h_1 g(\rho_н - \rho_в). \qquad (5.2)$$

Для отверстия *2,* лежащего выше уровня *A - A* на расстоянии h_2, будут давления:

внутри помещения $P_а + P_{изб} - h_2\rho_в g$,

снаружи $P_а - h_2\rho_н g$.

Избыточное давление на уровне центра отверстия *2*:

$$P_{изб2} = P_{изб} + h_2 g(\rho_н - \rho_в). \qquad (5.3)$$

Плоскость, в которой избыточное давление равно нулю ($P_{\text{изб}} = 0$), называется нейтральной плоскостью, тогда избыточные давления составят:

$$P_{\text{изб1}} = -h_1 g(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}), \tag{5.6}$$

$$P_{\text{изб2}} = h_2 g(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}). \tag{5.7}$$

Таким образом, у нижнего отверстия давление снаружи будет больше, чем давление внутри, а у верхнего, наоборот, внутреннее давление будет больше наружного. За счет разности этих давлений наружный воздух будет поступать в помещение через нижние отверстия, а удаляться – через верхние. Значения избыточных давлений зависят от высоты расположения отверстий и изменяются по линейному закону.

Разность давлений:

$$\Delta P = P_{\text{изб2}} - P_{\text{изб1}} = (h_2 + h_1)(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}})g, \tag{5.8}$$

называется располагаемым тепловым давлением.

Избыточное давление расходуется на создание скорости воздуха в отверстиях. Следовательно, можно написать:

$$h_1 g(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) = h_1 \Delta\rho g = \rho_{\text{н}} w_1^2 / 2 \tag{5.9}$$

$$h_2 g(\rho_{\text{н}} - \rho_{\text{в}}) = h_2 \Delta\rho g = \rho_{\text{в}} w_2^2 / 2 \tag{5.10}$$

где w_1 и w_2 – скорости потоков воздуха в отверстиях *1* и *2*, м/с.

Из этих уравнений:

$$w_1 = \left(2h_1 \Delta\rho g / \rho_{\text{н}}\right)^{0,5} = \left(2P_{\text{изб1}} / \rho_{\text{н}}\right)^{0,5} \tag{5.11}$$

$$w_2 = \left(2h_2 \Delta\rho g / \rho_{\text{в}}\right)^{0,5} = \left(2P_{\text{изб2}} / \rho_{\text{в}}\right)^{0,5} \tag{5.12}$$

Количество воздуха, поступающего в помещение и удаляемого из него:

$$G = \mu_1 w_1 F_1 \rho_н = \mu_2 w_2 F_2 \rho_в \quad (5.13)$$

или

$$G = F_1 \mu_1 (2P_{изб1} \rho_н)^{0,5} = F_2 \mu_2 (2P_{изб2} \rho_в)^{0,5}, \quad (5.14)$$

где F_1 и F_2 – площади отверстий *1* и *2*, м^2; μ_1 и μ_2 – коэффициенты расхода.

В задачу расчета аэрации входит определение необходимой площади сечений приточных проемов и аэрационных фонарей для создания нормируемых параметров воздуха в рабочей зоне. Исходными данными являются конструктивные размеры помещений, проемов, фонарей, расположение теплоотдающего оборудования в помещении, значение тепловыделений и теплоизбытков и параметры наружного воздуха. Расчет рекомендуется выполнять на действие гравитационного давления, учитывая наличие механической вентиляции (приточной и вытяжной). Давление ветра надлежит учитывать только при решении вопросов защиты вентиляционных проемов от задувания.

Расчет аэрации при отсутствии дополнительных притоков и вытяжки механической вентиляции выполняется в следующем порядке. Первоначально определяется рабочая разность температур:

$$\Delta t_р = t_в - t_н. \quad (5.15)$$

Расход воздуха, необходимого для обеспечения нормируемой температуры в рабочей зоне, определяется по уравнению:

$$G = m \cdot Q_{изб.я} / (c(t_в - t_н)), \quad (5.16)$$

где m – опытный коэффициент выделения теплоты в рабочую зону

Коэффициент выделения теплоты в рабочую зону может быть определен по уравнению:

$$m = (t_в - t_п)/(t_{ух} - t_п), \quad (5.17)$$

где $t_в$ – температура воздуха в рабочей зоне; $t_п$ – температура приточного воздуха; $t_{ух}$ – температура уходящего воздуха, при аэрации $t_п = t_н$.

Температура воздуха, удаляемого через аэрационные фонари:

$$t_{ух} = t_{н} + (Q_{изб.я} / cG). \qquad (5.18)$$

Вытяжные фонари по конструктивному оформлению разделяются на две группы аэрационные и светоаэрационные. Последние снабжены остеклением для естественного освещения цеха. На рис. 4.6 показан аэрационный вытяжной фонарь П-образного профиля со створками *2* на вертикальной оси и ветробойными щитами *1*. При такой конструкции фонаря в пространстве между щитами и стенкой фонаря образуется разрежение независимо от направления ветра. Ветрозащитные панели можно не устраивать, если аэрируемое здание защищено от наветренной стороны более высоким зданием при условии, что расстояние между зданиями не превышает пяти высот высокого здания.

Энергия гравитационных сил и ветра используется также для организации естественной вытяжной вентиляции. Для этой цели устанавливаются вытяжные шахты и дефлекторы.

Вытяжные шахты действуют за счет теплового давления:

$$\Delta P = h(\rho_{н} - \rho_{ух}), \qquad (5.19)$$

где h – высота шахты; $\rho_{ух}$ – плотность воздуха, удаляемого через шахту.

Дефлекторы представляют собой насадки на вытяжной трубе. Поток воздуха, обтекая дефлектор, создает в нем разрежение, за счет которого происходит перемещение воздуха из помещения в атмосферу.

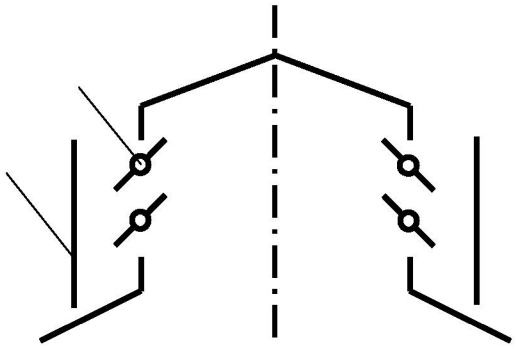


Рис. 5.3 показан аэрационный вытяжной фонарь. 1 – ветробойные щиты, 2 – створки.

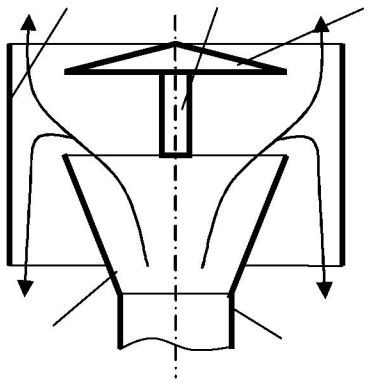


Рис. 5.4. Дефлектор. 1 – вытяжной воздуховод; 2 – диффузор; 3 – цилиндр; 4 – лапки; 5 – колпак.

6. СИСТЕМЫ МЕСТНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

6.1. Местная вытяжная вентиляция

Главные задачи местной вытяжной вентиляции заключаются в том, чтобы улавливать и удалять вредные выделения в месте образования, не допуская распространения по помещению. Так как концентрация вредных выделений в месте образования более высокая, то расход воздуха для их удаления будет значительно меньшим, чем при общеобменной вентиляции, а, следовательно, местная вытяжная вентиляция является наиболее эффективным способом борьбы с избыточной теплотой, влагой, газами, парами, пылью.

Основной метод борьбы с вредными выделениями заключается в устройстве укрытий технологического оборудования и организации отсосов от укрытий. К местным отсосам предъявляются следующие основные требования: высокая герметичность, удобство обслуживания, стойкость к агрессивным средам, малые расходы воздуха, высокая эффективность улавливания вредных выделений. Элементы отсоса и укрытия должны составлять единое целое с конструкцией технологического аппарата.

Конструкции местных отсосов могут быть полностью закрытыми, полуоткрытыми или открытыми. Наиболее эффективными являются закрытые отсосы. К ним относятся кожухи, камеры, герметично или плотно укрывающие технологическое оборудование. Если такие укрытия невозможны, то применяются отсосы с частичным укрытием или открытые: вытяжные зонты, вытяжные панели, бортовые отсосы и другие устройства.

6.2. Воздушные души

Если общеобменная приточно-вытяжная система вентиляции не сможет создать на постоянных рабочих местах нормируемые параметры воздуха, особенно при интенсивном выделении лучистой теплоты или вредных газов, то в этом случае применяется воздушное душирование, т. е. подача приточного воздуха в виде воздушной струи, направленной на рабочее место.

Воздушное душирование применяют при следующих условиях: а) когда на рабочего воздействует лучистая теплота с интенсивностью 350 Вт/м^2 и более; б) при открытых технологических процессах, при которых выделяются в рабочую среду вредные пары; в) в том случае, когда невозможно или нецелесообразно использование общеобменной вентиляции для этих целей.

Воздух для душирования подается из отдельных, независимых от систем приточной вентиляции установок. Расчетные параметры

наружного воздуха при проектировании систем воздушного душирования принимаются: для теплого периода года - параметры *А,* для холодного параметры *Б.*

Душирующий воздух подается на рабочее место приточными патрубками различной конструкции. Конструкция патрубка дает возможность изменять направления потока, как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях. Патрубки устанавливаются на такой высоте от пола, чтобы они создавали хорошее обдувание приточным воздухом верхней части туловища человека и не затрудняли нормальную эксплуатацию оборудования. На рабочее место воздух подается или горизонтально, или сверху под углом 45°, причем для обеспечения на рабочем месте заданной температуры воздух подается на грудь человека, а для обеспечения допустимых концентраций вредных веществ – в зону дыхания. Расстояние от выходного патрубка до рабочего, обслуживающего установку, должно быть не менее 1 м.

6.3. Воздушные завесы

В холодный период года за счет гравитационного и ветрового давления и разрежения в помещении возможен прорыв холодного воздуха в помещение, через различные проемы (ворота, двери и др.). В этом случае температура воздуха в зонах помещения, прилегающих к проемам, может понизиться до значений ниже нормируемых. Эффективным способом борьбы с прорывом потоков холодного воздуха является устройство воздушных завес.

Воздушная завеса представляет собой воздушную струю, направленную под углом навстречу холодному потоку воздуха, и выполняет роль воздушного шибера, уменьшая прорыв холодного воздуха через проемы. Воздушные завесы необходимо устанавливать: а) у различного рода проемов (ворот, дверей, люков и т. п.) отапливаемых помещений при расчетной температуре холодного периода года минус 15° С и ниже при невозможности устройства шлюзов и тамбуров; б) у ворот, открывающихся чаще 5 раз или не менее чем на 40 мин в смену; в) у наружных дверей помещений любого назначения с кондиционированием воздуха; г) в тамбурах и шлюзах производственных помещений со значительным выделением влаги или при расположении постоянных рабочих мест вблизи наружных дверей.

Воздушные завесы проектируются при условии возможности поддержания в холодный период года (при расчетных параметрах наружного воздуха *Б*) во время открывания ворот и дверей температуры воздуха в помещениях на постоянных рабочих местах не ниже 14° С при легкой работе, 12° С при работе средней тяжести и 8° С при тяжелой работе.

7. ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

7.1. Очистка наружного и рециркуляционного воздуха

Очистка наружного и рециркуляционного воздуха, поступающего в системы вентиляции, необходима в следующих случаях: а) когда запыленность превышает 30% допустимой концентрации, установленной для рабочей зоны данных помещений: б) для систем кондиционирования воздуха; в) для систем вентиляции при наличии особых требований к чистоте воздуха помещений.

Степень очистки воздуха от пыли оценивают коэффициентом эффективности очистки воздуха, %:

$$E = (C_1 - C_2) \cdot 100 / C_1 \qquad (7.1)$$

где C_1 и C_2 – концентрация пыли в воздухе до и после очистки, мг/м^3.

Наружный и рециркуляционный воздух очищают от пыли в пористых воздушных, масляных и в электрических фильтрах. Выбор рационального способа очистки приточного воздуха зависит от необходимой эффективности очистки, начальной и конечной концентраций, физических свойств улавливаемой пыли. По эффективности очистки все фильтры делятся на три класса: I, II, III.

Пористые воздушные фильтры применяются двух видов: сухие и смоченные. Принцип действия сухого воздушного фильтра основан на пропускании запыленного воздуха через слой фильтрующего материала, поры которого меньше размеров частиц пыли. По конструктивному оформлению эти фильтры разделяются на ячейковые и рулонные. На рис. 6.1 показана схема ячейкового фильтра. Ячейка фильтра состоит из квадратной рамы и двух наружных сеток. Пространство между последним заполнено фильтрующим материалом. По достижении определенной запыленности фильтрующий материал заменяют новым.

Смоченные пористые фильтры применяются двух типов – ячейковые и самоочищающиеся. Ячейковые фильтры типа ФяР, ФяВ перед установкой промасливают минеральным маслом путем погружения в ванну с маслом. В процессе работы требуются периодическая промывка фильтрующих элементов и содовом растворе и последующее замасливание.

Электрические воздушные фильтры относятся к II классу. На рис. 7.2 показана схема двухзонального электрического фильтра.

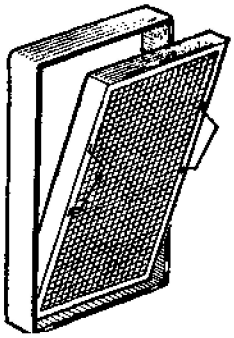


Рис. 7.1. Схема ячейкового фильтра

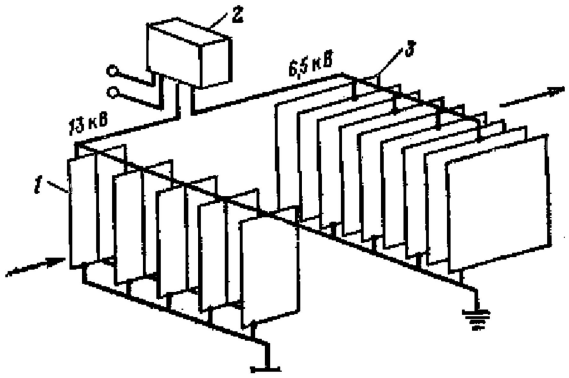


Рис. 7.2. Электрический воздушный фильтр

Запыленный воздух первоначально проходит через зону ионизации *1*. Зона имеет вид решетки и собрана из металлических пластин, между которыми натянуты вертикальные коронирующие электроды из тонкой проволоки. К ним подведен от источника питания *2* ток напряжением 13 кВ. В зоне ионизации частицы пыли приобретают электрический заряд. Далее воздух проходит через осадительную камеру *3*. Камера собрана из металлических пластинок, к которым через одну подведено напряжение 6,5 кВ положительного знака. Остальные пластинки промежуточной камеры заземлены; на них осаждаются заряженные частицы пыли.

7.2. Очистка вентиляционных выбросов

Нормами установлено, что предельно допустимая концентрация пыли в очищенных вентиляционных выбросах $C_{\text{пдк}} = 100K$. Значение коэффициента K определяется в зависимости от той же пыли в рабочей зоне помещения.

Для очистки вентиляционных выбросов применяют следующие виды пылеуловителей: гравитационные, инерционные, промыватели, тканевые, электрические.

Гравитационный способ очистки основан на осаждении пыли в пылеосадочных камерах под действием силы тяжести. Ввиду громоздкости, малой эффективности и неудобства эксплуатации этот способ мало распространен.

К инерционным пылеуловителям сухого типа относятся получившие наибольшее распространение циклоны НИИОГАЗ серии ЦН-15. По сравнению с другими циклонами они менее подвержены изно-

су, дают достаточный коэффициент эффективности очистки и высокую надежность. Циклон состоит (см. рис. 7.3) из металлического цилиндра *2,* переходящего внизу в конус. В верхней части по центру цилиндра установлена труба *3* меньшего диаметра для отвода очищенного воздуха. Запыленный воздух подается вверху через патрубок *4* тангенциально со скоростью около 20-25 м/с. Воздух, закручиваясь, проходит по кольцевому сечению до нижнего уровня отводящей трубы, при этом пылевые частицы сепарируются в направлении стенок циклона, где за счет трения теряют свою скорость и стекают по стенке циклона вниз в бункер *1.* Очищенный воздух в закрученном состоянии движется по центральной трубе снизу вверх, поступает в коллектор очищенного воздуха и отводится из него воздуховодом в атмосферу. Установки комплектуются для увеличения производительности из двух, трех, четырех, шести и восьми циклонов. Циклоны предназначены для очистки вентиляционных выбросов, содержащих сухую, не слипающуюся и не волокнистую пыль при начальной концентрации до 400 мг/м^3.

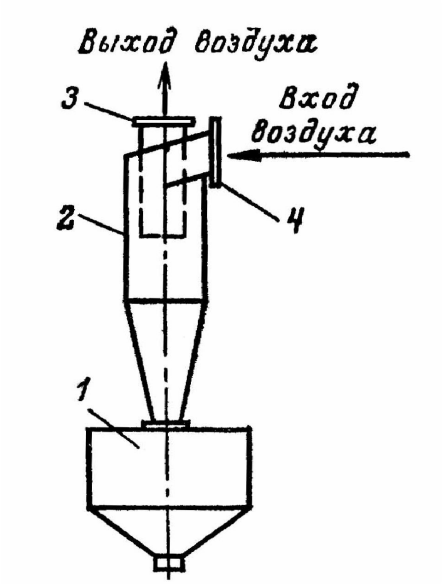


Рис. 7.3. Циклон НИИОГАЗ серии ЦН-15. 1 – бункер пыли; 2 – циклон; 3 – сборный коллектор очищенного воздуха; 4 – коллектор запыленного воздуха

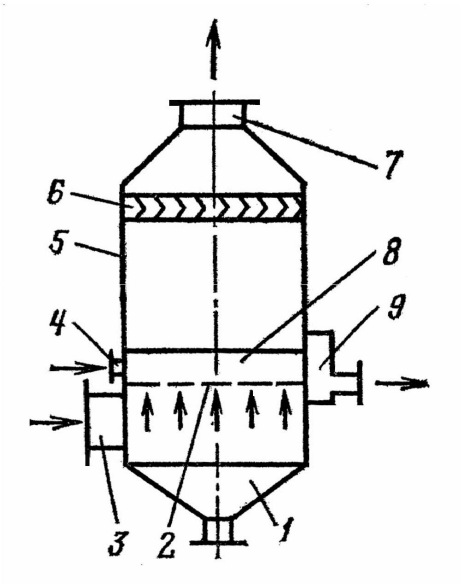


Рис. 7.4. Пенный газоочиститель. 1 – бункер шлама; 2 – решетка; 3 – подача запыленного воздуха; 4 – подача воды; 5 – корпус; 6 – сепаратор; 7 – отвод очищенного воздуха; 8 – слой пены; 9 – отвод воды

Пенные газоочистители (рис 7.4) разработаны Ленинградским технологическим институтом. В корпусе газоочистителя установлена перфорированная решетка с площадью перфорации 10-20% сечения аппарата. На решетку без давления подается вода. При скорости воздуха 2-3 м/с вода удерживается динамическим давлением газового потока, не протекая вниз через отверстия решетки. В результате взаимодействия воздушных струй и слоя воды образуется подвижный слой пены высотой 100-150 мм с развитой поверхностью контакта фаз, при этом твердая фаза (пыль) захватывается пеной, стекающей в устройство слива. Вверху аппарата установлен сепаратор. Пенный газоочиститель пригоден для очистки от всех видов пыли, кроме волокнистых, цементирующихся и образующих с водой кристаллы, которые засоряют перфорацию.

Рукавные пылеуловители изготавливаются двух типов: на малую производительность (до 4,2 $м^3/с$) – тип ФВК и на большую – тип РФГ - МС. Фильтрующим элементом служит рукав, верхняя часть которого заглушена. Запыленный воздух проходит через фильтрующую ткань, осаждая пыль на внутренней поверхности рукава, при этом постоянно увеличивается гидравлическое сопротивление, и снижается производительность. Очистка рукавов от пыли производится периодическим встряхиванием; отделившаяся пыль падает в бункер. Фильтровальные ткани изготовляются из хлопка, шерсти, капрона, нитрона и лавсана в зависимости от требований к термостойкости и стойкости к кислотной или щелочной среде.

7.3. Очистка воздуха от вредных паров и газов

Воздух, содержащий вредные пары и газы, перед выбросом в воздушный бассейн подлежит очистке до концентраций, предусмотренных нормами. Для очистки воздуха от вредных паров и газов применяются два метода: абсорбционный и адсорбционный. По первому методу воздух обрабатывают в скрубберах, пенных аппаратах, оросительных камерах. В качестве абсорбента применяют воду или химически активные жидкости. Значительно реже применяют адсорбционный метод, при котором вредные пары и газы поглощаются твердыми телами (активированный уголь, силикагель). Данный метод связан с необходимостью замены или регенерации адсорбента, что усложняет процесс эксплуатации установки.

8. ЗАЩИТА АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫМИ ВЫБРОСАМИ

Рост интенсификации технологических процессов и высокая концентрация промышленных предприятий в населенных пунктах приводят к резкому загрязнению воздушного бассейна. В настоящее время санитарными нормами СН 245-71 установлены предельно допустимые концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе. При такой концентрации вредные вещества не воздействуют на человека, не уменьшают прозрачность воздуха, не снижают уровень ультрафиолетовой радиации, не оказывают вредного влияния на растительный и животный мир.

Степень загрязнения атмосферы зависит от многих факторов: количества и физических свойств вредных веществ, поступающих в атмосферный воздух; высоты промышленных зданий; расположения зданий на территории предприятия; высоты выброса; силы и направления ветра; конфигурации источников выбросов и др.

По конфигурации источники выбросов подразделяются на точечные и линейные. К точечным источникам относятся вытяжные шахты и трубы. К линейным источникам выбросов можно отнести аэрационные фонари значительной протяженности, ряд окон, через которые поступают вредные вещества и газы в атмосферу, а также близко расположенные в один ряд крышные вытяжные вентиляторы.

При проектировании вентиляции и кондиционирования воздуха необходимо разрабатывать мероприятия по уменьшению загрязнения атмосферы и определять эффективность разработанных мероприятий по защите воздушного бассейна. Расчетами определяется также степень чистоты приточного воздуха в местах забора на цели вентиляции и кондиционирования воздуха и в аэрационных приточных проемах. Полученные расчеты концентрации не должны превышать значений предельно допустимых концентраций, установленных СН 245-71.

Снижение загрязнения атмосферы воздушными выбросами может быть достигнуто путем:

замены технологических процессов, связанных с выделением вредных веществ, на процессы, при которых будет обеспечено отсутствие или уменьшение вредных веществ в вытяжном воздухе;

регенерации вредных веществ из воздушных и технологических выбросов;

повышения степени очистки воздушных выбросов за счет применения более эффективных устройств;

вывода воздушных выбросов на высоту, обеспечивающую их достаточное рассеивание.

В отдельных случаях загрязненный воздух выбрасывается в воздушный бассейн в виде длинного факела, который эжектирует окружающий воздух и создает интенсивное рассеивание выбросов.

При расчете выбросов и загрязнения воздуха, а также при выборе мест для забора приточного воздуха систем вентиляции и кондиционирования воздуха, необходимо учитывать возникновение замкнутых, плохо проветриваемых, циркуляционных зон при обдувании зданий воздушными потоками. В циркуляционных зонах создаются повышенные значения концентрации вредных веществ.

Характерным для единой циркуляционной зоны, возникающей для узкого отдельно стоящего здания, является наличие одной общей замкнутой зоны циркуляции, которая распространяется над зданием и после него. Для широкого отдельно стоящего здания возникают две зоны: наветренная циркуляционная зона и заветренная циркуляционная зона. Перед зданием создается зона подпора.

Иная картина возникает для группы, зданий. Если первое по потоку воздуха здание узкое, возникает длинная межкорпусная циркуляционная зона, Если первое по потоку здание широкое, то образуются две зоны наветренная и межкорпусная. Наибольшая высота расположения циркуляционной зоны составляет 1,8 высоты здания.

Источники вредных веществ подразделяются на низкие и высокие. К низким источникам относятся такие, которые загрязняют циркуляционные зоны и входные отверстия (устья) которых расположены ниже определенной высоты $H_{\text{гр}}$. К высоким относятся источники, которые не загрязняют циркуляционных зон и устье их находится выше $H_{\text{гр}}$.

На основании исследований:

для узкого отдельно стоящего здания

$$H_{гр} = 0{,}36 \cdot b + 2{,}5 \cdot H_{зд}; \qquad (8.1)$$

для широкого отдельно стоящего здания

$$H_{гр} = 0{,}36 \cdot b + 1{,}7 \cdot H_{зд}, \qquad (8.2)$$

где $H_{гр}$ – верхняя граница нижней зоны; b – расстояние от вытяжной трубы, расположенной в площади крыши, до заветренной стены здания; $H_{зд}$ – высота здания.

Предельно допустимая концентрация (ПДК) веществ – это максимальная концентрация вредного вещества, которая за определенное время воздействия не влияет на здоровье человека и его потомство, а также на компоненты экосистемы и природное сообщество в целом.

Вопросы исследования и разработки методов расчета концентраций загрязнения низкой зоны – выполнены ЦНИИ промзданий и ВЦНИИОТ. Методика расчета загрязнений, создаваемых высокими источниками, приведена в указаниях по расчету рассеивания в атмосфере выбросов промпредприятий СН 396-74. По этим методикам могут быть определены расчетом концентрации выбросов как низкой, так и высокой зоны. Если полученная концентрация выше предельно допустимой, то разрабатывают мероприятия по их снижению.

При определении места забора приточного воздуха рассчитываются концентрации наружного приточного воздуха в месте его забора. Концентрация загрязнений в приточном воздухе не должна превышать 30% ПДК в рабочей зоне.

9. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

9.1. Очистка наружного и рециркуляционного воздуха

Воздухозаборные устройства применяются для забора и подвода наружного воздуха к приточной камере. Для этого используются железобетонные, кирпичные или металлические шахты с хорошей тепловой изоляцией. В стенах шахты предусмотрены проемы для установки жалюзийных решеток, после которых монтируются утепленные многостворчатые клапаны. Клапаны предназначены для отключения приточных камер от холодного, воздуха на период перерывов в работе.

Забор наружного воздуха выполняется через проемы, расположенные на высоте не менее 2 м от земли.

Устройство выбросов воздуха. Выброс вытяжного воздуха систем вентиляции целесообразно вести так, чтобы содержащиеся в нем вредные вещества не могли попасть в зону забора приточного воздуха. Поэтому вытяжной воздух выбрасывается в воздушный бассейн верхней отметки здания. Конструкции этих устройств выполняются в виде шахт или стальных воздуховодов с тепловой изоляцией.

В последнее время для выброса вытяжного воздуха стали применять крышные вентиляторы. С целью защиты от попадания атмосферных осадков и птиц шахты снабжаются зонтами из стали или пластмасс. Расстояние от устья шахты до низа зонта принимают равным эквивалентному диаметру сечения шахт, ширину зонта - удвоенной ширине шахты. Скорость воздуха в вытяжных шахтах принимается в пределах 1,5-8 м/с. Принимать скорость менее 1,5 м/с не следует во избежание задувания ветром.

Если над крышей требуется установить на одном уровне шахту выброса и шахту забора свежего воздуха, то расстояние между ними должно быть не менее десяти эквивалентных диаметров вытяжной трубы, но не менее 20 м.

Если расстояние между шахтой забора наружного воздуха и вытяжной шахтой меньше 10 м, то вытяжная шахта должна быть не менее чем на 2 м выше шахты забора наружного воздуха.

9.2. Воздуховоды и воздухораспределители

Воздуховоды вентиляционных систем предназначены для распределения приточного и для удаления вытяжного воздуха.

Наибольшее распространение в вентиляционной технике получили металлические воздуховоды, изготовляемые из тонколистовой, оцинкованной или из малоуглеродистой кровельной стали. Находят применение и другие стали в зависимости от агрессивности воздушной среды, проходящей по вытяжным воздуховодам.

СНиП П-33-75 рекомендуют преимущественное применение металлических воздуховодов круглого сечения, поскольку они более технологичны при изготовлении, менее металлоемки, менее трудоемки и имеют большую механическую прочность по сравнению с прямоугольными.

Диаметры металлических воздуховодов круглого и прямоугольного сечения и размеры фасонных частей к ним (отводы, тройники, переходы и др.) стандартизированы.

Кроме металлических воздуховодов в вентиляционной технике находят применение воздуховоды из синтетических материалов, наиболее стойких к агрессивным средам: из стеклопластика, стеклоткани, винипласта, полиэтилена и др. Очень удобны гибкие воздуховоды из стеклоткани для присоединения к вентиляторам и другим элементам.

В промышленных предприятиях для подачи свежего воздуха находят применения также каналы, выполненные из бетона, железобетона, асбоцемента, шлакобетона, шлакогипса и др. Выбор материала и конструкции канала определяется температурой воздуха, его влажностью, агрессивностью, максимальной индустриализацией заготовительно-монтажных работ и требованиями эстетики.

Асбоцементные воздуховоды (короба) имеют некоторые преимущества перед стальными: более долговечны, стенки не коррозируются, допускают высокую влажность транспортируемого воздуха (до 75%).

Для агрессивных сред изготовляют воздуховоды из ставинила - из стальной холоднотянутой ленты, покрытой с одной или двух сторон полихлорвиниловой пленкой.

Регулирование и отключение отдельных участков воздуховодов и систем выполняются при помощи клапанов и шиберов, устанавливаемых в воздуховодах.

Воздухораспределители необходимы для распределения приточного воздуха в рабочую зону. Главными характеристиками воздухораспределителя являются направление, длина факела струи, удоб-

ство регулировки, небольшое гидравлическое сопротивление, уровень шума, не превышающий норму для данного помещения. Для систем приточной вентиляции разработаны нормализованные конструкции воздухораспределителей различных типов и различной производительности.

В настоящее время получают широкое распространение, воздухораспределители эжекционного типа для подачи больших объемов воздуха непосредственно в рабочую зону помещений, имеющих значительные избытки теплоты.

На вертикальной панели корпуса *1* с шагом 100 мм установлены закручиватели 3 диаметром 75 мм. Воздух выходит из панели в виде многих закрученных приточных факелов; что способствует быстрому затуханию скорости потока. Подача на 1 м^2 площади панели составляет 0,8-3,3 м^3/с (3-12 тыс. м^3/ч).

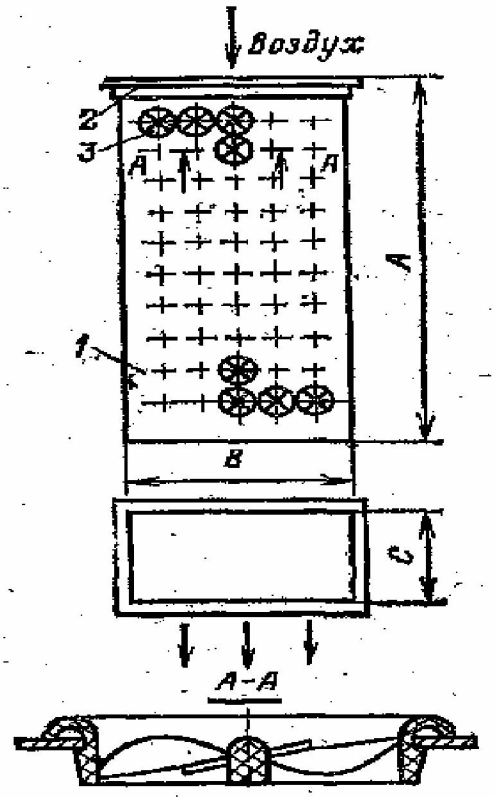


Рис. 9.1. Эжекционный воздухораспределитель. *1* – корпус; *2* – фланец; *3* – закручиватель

Панельный воздухораспределитель типа ВПП устанавливается на полу с «затоплением» рабочей зоны приточным воздухом. Панель выхода приточного воздуха выполняется полочной или перфорированной. В последнем случае значительно повышается равномерность выпуска воздуха по высоте. Заводами изготовляется шесть типораз-

меров воздухораспределителей на производительность от 1,5 до 6 м^3/с (5400-21 600 м^3/ч).

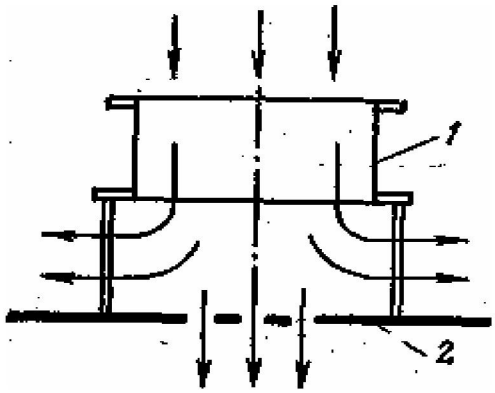


Рис. 9.2. Потолочный воздухораспределитель двухструйный (плафон). *1* – горловина; *2* – диск с перфорацией.

Потолочные воздухораспределители (плафоны) изготовляются нескольких типов. На рис. показан круглый воздухораспределитель с перфорированным диском, устанавливаемый на открыто проложенных воздуховодах. В плафоне приточный воздух разделяется на два потока: один выходит из плафона веерообразно в горизонтальном направлении, другой проходит через перфорацию диска вертикально вниз.

Перфорированные панели и потолки применяются в помещениях небольшой высоты (до 5 м) для обеспечения небольших скоростей движения воздуха в рабочей зоне при большой кратности воздухообмена. Хорошую равномерность распределения приточного воздуха можно получить, применяя перфорацию с шагом отверстий $t > d \cdot 3$, что составляет 9% полной площади. Скорость выхода воздуха из отверстий рекомендуется принимать около 4 м/с.

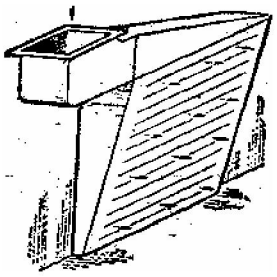


Рис. 9.3. Панельный воздухораспределитель типа ВПП.

Перфорированные круглые воздуховоды имеют на стороне раздачи воздуха перфорацию в форме отогнутых языков, выполненных штамповкой. За счет того, что языки отогнуты внутрь воздуховода, струя воздуха, встречая на своем пути язык, изменяет направление, проходит перфорацию, выходит из воздуховода тонкими струями и направляется вниз. Количество отверстий перфорации по дуге воздуховода составляет 6-12 в зависимости от диаметра приточного воздуховода. Заводы поставляют воздуховоды 15 типоразмеров: с *d* от 280 до 800 мм. Перфорация может быть выполнена также и на воздуховоде прямоугольного сечения.

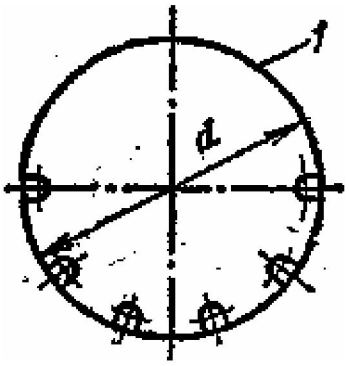


Рис. 9.4. Перфорированный круглый воздуховод. *1* – воздуховод.

9.3. Типовые приточные камеры

Переход монтажных организаций на индустриальный метод монтажа систем вентиляции потребовал от заводов – изготовителей вентиляционного оборудования изготовления стандартных элементов вентиляции. Поэтому приточные камеры изготовляются в типовом исполнении на подачу приточного воздуха от 0,41 до 33,5 м^3/с (1500-120000 м^3/ч). Все приточные камеры монтируются из унифицированных секций.

Конструкция приточной камеры дает возможность работать по трем режимам: прямоточному, с рециркуляцией и режиму дежурного отопления. При прямоточном режиме в камере обрабатывается только наружный воздух, при рециркуляционном – смесь наружного и рециркуляционного. При режиме дежурного отопления в камеру поступает на подогрев только рециркуляционный воздух, который после подогрева вновь подается в помещение.

9.4. Калориферы

В установках вентиляции и кондиционирования воздуха для нагревания воздуха применяются калориферы различных моделей. Для всех калориферов характерным является наличие оребрения на стороне прохода воздуха. В качестве теплоносителя применяются горячая вода и пар. Предпочтительнее применять горячую воду, что дает возможность более точной регулировки температуры подогрева воздуха.

Поверхность нагрева калорифера определяется по выражению:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \tag{9.1}$$

где Q – тепловая мощность калорифера, Вт; k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·К); Δt – расчетная разность температур, К.

Коэффициент теплопередачи зависит от вида теплоносителя, массовой скорости движения воздуха и конструктивных особенностей калорифера.

При теплоносителе воде:

$$k = B \cdot (\vartheta \cdot \rho)^n \cdot \omega^p \tag{9.2}$$

При теплоносителе паре:

$$k = A \cdot (\vartheta \cdot \rho)^m \tag{9.3}$$

где B, A, m, p, n – опытные величины, зависящие от модели калорифера; υ – скорость воздуха, м/с; ρ – плотность воздуха, кг/м^3; w – скорость воды в трубках, м/с.

Гидравлическое сопротивление калорифера Δp, Па, со стороны воздуха определяется по формуле:

$$\Delta p = b \cdot (\vartheta \cdot \rho)^q \tag{9.4}$$

где b, q – опытные коэффициенты.

Разность температур Δt:

при теплоносителе воде

$$\Delta t = \frac{(\tau_1 + \tau_2)}{2} - \frac{(t_{в1} + t_{в2})}{2} \tag{9.5}$$

при теплоносителе паре

$$\Delta t = t_{n2} - \frac{(t_{в1} + t_{в2})}{2} \tag{9.6}$$

где τ_1, τ_2 – температура воды на входе и выходе; $t_{в1}$, $t_{в2}$ – температура воздуха до и после подогрева.

При расчете калориферов исходными данными являются G, кг/с, тепловая нагрузка Q, Вт, вид греющего теплоносителя. Для принятой модели калорифера и массовой скорости определяется площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха по формуле:

$$f_в = \frac{G}{\vartheta \cdot \rho} \tag{9.7}$$

По значению $f_В$ подбираются номер (типоразмер) и число параллельно и последовательно установленных калориферов и определяется фактическая массовая скорость в калориферах:

$$\vartheta \cdot \rho = \frac{G}{f_в} \tag{9.8}$$

Скорость воды в трубках калорифера w, м/с:

$$\omega = \frac{G_{\text{воды}}}{\rho_{воды} \cdot f_{тр}} \tag{9.9}$$

где $f_{тр}$ – сечение трубок калорифера, м^2; $\rho_{\text{воды}}$ – плотность воды, кг/м^3; $G_{\text{воды}}$ – расход воды, кг/с.

$$G_{воды} = \frac{Q}{c \cdot n \cdot 1000 \cdot (\tau_1 - \tau_2)} \tag{9.10}$$

τ_1, τ_2 – температура воды до и после калорифера, К; c – теплоемкость воды, кДж/(кг· К); n – число калориферов.

По скорости воды w и массовой скорости воздуха по таблицам или по формулам определяются коэффициент теплопередачи k и необходимая поверхность нагрева калориферной установки.

10. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ

В задачу аэродинамического расчета воздуховодов входят определение поперечных сечений воздуховодов и расчёт потерь давления в сети. Площади поперечных сечений отдельных участков воздуховода определяются по уравнению неразрывности, м^2:

$$F = L / w, \tag{10.1}$$

где L – расход воздуха на участке, м^3/с; w – скорость воздуха, м/с.

$$L = G / \rho, \tag{10.2}$$

где G – расход сухого воздуха, кг/с; ρ – плотность воздуха, кг/м^3.

Расчетная скорость воздуха для магистральных воздуховодов принимается около 6-12 м/с, для ответвлений не более 8 м/с.

По площади поперечного сечения определяются размеры стандартного воздуховода, для круглого – диаметр d, для прямоугольного – размеры сторон $a \times b$.

При перемещении засоренного воздуха, а также в воздуховодах пневматического транспорта скорость воздуха принимается больше скорости витания, чтобы не было оседания в воздуховодах включенных в воздух частиц твердой фазы.

Потеря давления в воздуховоде Δp равна сумме потерь давлений на преодоление сопротивлений трения $\Delta p_{тр}$ и местных сопротивлений $\Delta p_{м.с}$, Па:

$$\Delta p = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м.с}. \tag{10.3}$$

Потеря на трение в круглом воздуховоде, Па:

$$\Delta p_{тр} = \lambda (l / d)(w^2 / 2)\rho, \tag{10.4}$$

где $R = (\lambda / d)(w / 2)\rho$, l – длина воздуховода, м; d – диаметр, м; w – скорость воздуха, м/с; λ – коэффициент сопротивления трению; R – удельная потеря давления на трение, Па.

Для определения R можно принять формулу А. Д. Альтшуля:

$$\lambda = 0.11(K / d + 68 / \mathrm{Re})^{0.25}, \tag{10.5}$$

где K – абсолютная шероховатость, мм (для технически гладких труб $K = 0{,}1$ мм); d – диаметр, мм; Re – число Рейнольдса.

Потери давления на местные сопротивления, Па:

$$\Delta p_{\text{м.с}} = \sum \xi (w^2 / 2)\rho , \qquad (10.6)$$

где $\sum \xi$ – сумма коэффициентов местных сопротивлений на участке.

В воздуховодах встречаются различные местные сопротивления – отводы, тройники, запорно-регулирующие устройства, входные и выходные устройства и т.п. Коэффициенты местных сопротивлений устанавливаются опытным путем и приводятся в справочниках.

В целях сокращения вычислительной работы для определения $\Delta p_{\text{тр}}$ и $\Delta p_{\text{м.с}}$ составлены таблицы и номограммы, в которых потери давления даются в функции расхода воздуха, скорости и других факторов. Таблицы и номограммы обычно составлены для круглых воздуховодов. Для воздуховодов прямоугольной формы в формулах вместо диаметров d подставляется эквивалентный диаметр $d_{\text{экв}}$, который определяется по формуле:

$$d_{\text{экв}} = U / 4F = (\text{a} + \text{b})/2\text{a} , \qquad (10.7)$$

где U – периметр сечения воздуховода, м; F – площадь сечения воздуховода, м^2; $\text{a} \times \text{b}$ – стороны сечения воздуховода, м.

Для выполнения расчета составляется схема воздуховодов с обозначением расходов, длин и местных сопротивлений.

Существует несколько методов расчета воздуховодов. Чаще используется метод удельной потери давления на 1 м длины. На расчетной схеме выбирается расчетная магистраль, за которую принимается ветвь сети, дающая наибольшую потерю давления, т. е. ветвь наиболее протяженная, с большими расходами воздуха и большим числом местных сопротивлений. Вся ветвь разбивается на участки. Участком называется часть воздуховода, в котором сохраняется один и тот же расход воздуха. Участки сети, не входящие в магистраль, называются ответвлениями. Обычно сначала нумеруются участки магистрали, а затем ответвления. Скорость воздуха на отдельных участках выбирается таким образом, чтобы она увеличивалась по пути к вентилятору. Исходные данные и результаты расчета заносятся в таблицу. Расчет выполняется в следующей последовательности:

1. В таблицу заносятся расходы воздуха, длины участков и принятые значения скоростей;

2. По расходу и скорости определяются сечение и размеры воздуховодов;

3. По номограммам или таблицам находятся значения удельной потери на трение R, Па/м, и потери на трение по участкам $R–l$, Па;

4. Для каждого участка оценивается сумма коэффициентов местных сопротивлений $\sum\xi$, и определяются потери на местное сопротивление;

5. Определяются суммарная потеря давления на всех участках магистрали, а также потери давления в отдельных узлах, в которых имеется разветвление воздуховода;

6. Рассчитываются ответвления. При расчете необходимо учитывать, что потеря давления в ответвлении должна быть равна потери давления по магистрали в месте присоединения данного ответвления к магистрали. Если сопротивление ответвления окажется меньшим, тогда через ответвление расход воздуха будет больше расчетного, и наоборот. Это явление недопустимо, так как при нем будет иметь место перераспределение расходов во всех участках и нарушение воздухоснабжения отдельных рабочих мест. Если потеря давления на ответвлении больше или меньше на 10%, чем давление в узле расчетной магистрали, необходимо ответвление пересчитать. В отдельных случаях для участков, расположенных ближе к вентилятору, давление в узлах может быть настолько большим, что сопротивления, в ответвлениях не могут быть равными этим давлениям. Тогда в ответвления приходится ставить дополнительные местные сопротивления в виде диафрагм;

7. По таблицам или характеристикам выбирается вентилятор для перемещения воздуха. Исходными данными для выбора вентилятора являются суммарный расход воздуха в сети L, м^3/с; суммарная потеря давления Δp, Па, и температура воздуха t, °С. Выбор вентилятора производится на расчетный расход с учетом подсосов или утечек:

$$L_{\text{р}} = 1.1L \qquad (10.8)$$

Давление, создаваемое вентилятором, должно быть равно расчетному сопротивлению сети. Так как характеристики вентиляторов составлены при плотности воздуха $p = 1{,}2$ кг/м^3, $p_{\text{а}} = 0{,}103$ МПа, $t = 20°$ С, $\varphi = 50\%$, необходимо расчетное сопротивление сети привести к условиям характеристики:

$$\Delta p_{\text{р}} = \Delta p \cdot K_{\text{р}}, \tag{10.9}$$

$$K_{\text{р}} = \left[(273.1 + t)/293.1\right] 0.103/p_{\text{б}}, \tag{10.10}$$

где $p_{\text{б}}$ – фактическое барометрическое давление, МПа.

Мощность, потребляемая на валу вентилятора:

$$N_{\text{дв}} = L\Delta p_{\text{р}}/(1000\eta), \tag{10.11}$$

где η – КПД вентилятора.

При выборе электродвигателя необходимо стремиться к тому, чтобы вентилятор и электродвигатель находились на одном валу или соединялись через муфту. Возможно соединение и через клиноременную передачу. В этом случае мощность на валу электродвигателя:

$$N_{\text{дв}} = L_{\text{р}}\Delta p_{\text{р}}/(1000\eta\eta_{\text{п}}), \tag{10.12}$$

где $\eta_{\text{п}}$ – КПД передачи.

Тип и мощность электродвигателя выбираются по каталогам.

11. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

11.1. Задачи кондиционирования воздуха

Под кондиционированием воздуха понимают создание и автоматическое поддержание в закрытых помещениях и сооружениях следующих качеств (кондиций) воздушной среды: температуры, влажности, давления, чистоты, газового и ионного состава, наличия запахов и скорости движения воздуха.

Обычно в общественных и промышленных зданиях требуется поддержание лишь части упомянутых кондиций.

Комплекс технических средств, осуществляющих требуемую обработку воздуха (фильтрацию, подогрев, охлаждение, осушку и увлажнение), транспортирование его и распределение в обслуживаемых помещениях, устройства для глушения шума, вызываемого работой оборудования, источники тепло- и хладоснабжения, средства автоматического регулирования контроля и управления, а также вспомогательное оборудование составляют систему кондиционирования воздуха (СКВ).

Устройство, в котором осуществляются требуемая тепловлажностная обработка воздуха и его очистка, называется установкой кондиционированная воздуха (УКВ) или кондиционером. Установки кондиционирования воздуха обеспечивают в помещениях необходимый микроклимат для создания условий комфорта и нормального протекания технологического процесса. Кондиционеры бывают автономные и неавтономные.

Автономные кондиционеры характеризуются наличием источников теплоты и холода. Обычно это электрокалориферы и холодильные машины. Извне должны быть подведены электроэнергия для привода компрессора, вентилятора и работы электрокалорифера, а также вода в конденсатор холодильной, машины.

Неавтономные кондиционеры требуют для работы подачи извне: электроэнергии (привод насосов и вентилятора), теплоносителя и хладоносителя (нагрев и охлаждение обрабатываемого воздуха).

11.2. Санитарно-гигиенические и технологические основы кондиционирования воздуха

Системы кондиционирования воздуха, предназначенные для создания воздушной среды, наиболее благоприятной для труда и отдыха человека, носят, название комфортных. Человеческий организм в процессе жизнедеятельности выделяет теплоту, влагу, углекислоту, вредные органические вещества. Все эти выделения должны быть удалены из помещения вместе с загрязненным воздухом. Санитарно-гигиенические требования к комфортному кондиционированию заключаются в поддержании заданных температуры, относительной влажности, чистоты и скорости движения воздуха, разности между температурами воздуха в помещении и приточного, уровня шума в помещениях, создаваемого работой оборудования СКВ.

Технологические системы кондиционирования обеспечивают создание воздушной среды, благоприятствующей успешному протеканию технологического процесса. Нормальное ведение последнего невозможно без поддержания требуемой температуры, влажности, чистоты и скорости движения воздуха в таких отраслях промышленности, как текстильная, химическая, точное машиностроение, электронная, оптическое производство, вычислительные центры ЭВМ и др. Так, при изготовлении прецизионных измерительных приборов в машиностроении требуется поддержание постоянной температуры воздуха с точностью до десятых и даже сотых долей, °С.

В производственных помещениях, где люди находятся длительное время, технологическое кондиционирование воздуха осуществляется с учетом санитарно-технических требований.

11.3. Классификация систем кондиционирования воздуха

Установившейся классификации систем кондиционирования воздуха не существует.

СКВ подразделяют:

по назначению – на комфортные и технологические, а также технологически комфортные в помещениях с длительным пребыванием обслуживающего персонала;

по режиму работы – на круглогодичные, поддерживающие требуемые параметры воздуха в течение всего года, и сезонные, осуществляющие для холодного периода нагрев и увлажнение воздуха, а для теплого периода – охлаждение и осушку воздуха;

по характеру связи с обслуживаемым помещением – на центральные и местные. В центральных СКВ кондиционеры устанавливаются вне обслуживаемых объектов. Системы предназначены для создания микроклимата в одном большом или нескольких мелких помещениях. В местных системах кондиционеры расположены и создают заданные условия воздушной среды в небольших помещениях. Возможна установка местных кондиционеров на рабочих местах производственных цехов; в этом случае кондиционеры создают нужный микроклимат только в части объема помещения (в зонах обслуживания);

по схеме обработки воздуха – на прямоточные, характеризующиеся обработкой в кондиционерах лишь наружного воздуха, и рециркуляционные, характеризующиеся обработкой в кондиционерах смеси наружного и рециркуляционного воздуха;

по давлению Δр, развиваемому вентилятором – на системы низкого ($\Delta p < 1{,}0$ кПа), среднего ($1{,}0 < \Delta p < 3{,}0$ кПа) и высокого давления ($\Delta p > 3{,}0$ кПа);

по производительности – от 10 до 250 тыс. $м^3$/ч (центральные) и от 0,5 до 18 тыс. $м^3$/ч (местные);

по способам обслуживания помещений с различными параметрами воздуха и тепловлажностными режимами – на однозональные и многозональные. В многозональных СКВ подача воздуха в помещении осуществляется по однотрубной или двухтрубной схемам с применением местных доводчиков и смесителей;

по степени обеспечения требуемых параметров воздуха в обслуживаемом помещении в течение всего года. Расчетные параметры наружного воздуха для СКВ выбираются в зависимости от климатических условий местности и назначения кондиционируемого помещения.

12. ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН МЕЖДУ ВОЗДУХОМ И ВОДОЙ

12.1. Уравнение теплообмена между воздухом и водой при непосредственном контакте

При тепловлажностной обработке воздуха в СКВ большое распространение получили аппараты контактного типа. К ним относятся форсуночные камеры, орошаемые насадки, сорбционные установки.

В аппаратах контактного типа процессы тепло- и влагообмена определяются конвекцией, теплопроводностью и диффузией, причем движущей силой теплообмена служит разность температур и массообмена – разность парциальных давлений водяных паров. Изменение параметров воздуха (температуры, влажности) при непосредственном контакте его с водой будет зависеть от температуры последней, причем обычно процесс теплообмена сопровождается и массообменом.

В общем случае полное количество теплоты $Q_{\text{п}}$, кВт/м^2, обменивающееся между воздухом и водой, отнесенное к единице поверхности контакта:

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{с}} = \alpha(t_{\text{в}} - t_{\text{п}})F + rW\,, \qquad (12.1)$$

где $Q_{\text{я}}$, $Q_{\text{с}}$ – количества явной и скрытой теплоты, кВт; α – коэффициент теплообмена, кВт/(м^2·К); F – поверхность контакта между воздухом и водой, м^2; $t_{\text{в}}$ – температура окружающего воздуха, °С; $t_{\text{п}}$ – температура поверхности воды, °С; W – количество влаги, обмениваемой между воздухом и поверхностью воды, кг/(м^2·с); $r = 2500 - 2{,}38t_{\text{п}}$ – теплота испарения воды при $t_{\text{п}}$, кДж/кг.

Величина W определяется уравнением:

$$W = \beta(p_{\text{в}} - p_{\text{п}})F\,, \qquad (12.2)$$

где β – коэффициент влагообмена (испарения), кг/(с·Н); $p_{\text{в}}$, $p_{\text{п}}$ – парциальные давления пара в основной массе воздуха и пограничном слое у поверхности воды, Н/м^2.

Для сравнительно низких температур, в области которых работают установки кондиционирования воздуха, с некоторым приближением допустимо следующее равенство:

$$p_{\text{в}} - p_{\text{п}} = m(d_{\text{в}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^{-3}, \qquad (12.3)$$

где $d_в$, $d_п$ – соответственно влагосодержание в основной массе воздуха и в пограничном слое, т. е. при температуре поверхности воды и полном насыщении воздуха водяными парами.

Исходя из этого, получим:

$$W = \beta m(d_в - d_п)F \cdot 10^{-3} = \beta'(d_в - d_п)F \cdot 10^{-3}, \qquad (12.4)$$

где $\beta' = m\beta = \beta(p_в - p_п)/(d_в - d_п)\cdot 10^3$, $d_в$ и $d_п$ выражены в г/кг.

Таким образом:

$$\begin{aligned} Q_п &= [\alpha(t_в - t_п)F + r\beta'(d_в - d_п)\cdot 10^{-3}]F = \\ &= \beta'[\alpha / \beta'(t_в - t_п) + r(d_в - d_п)\cdot 10^{-3}]F \end{aligned} . \qquad (12.5)$$

Согласно данным экспериментальных исследований:

$$c' \approx \alpha / \beta', \qquad (12.6)$$

где c' – теплоемкость влажного воздуха, равная 1,005+1,806·d/1000, кДж/(кг·К).

Далее получим:

$$\begin{aligned} Q_п &= \beta'[c' \cdot (t_в - t_п) + r \cdot (d_в - d_п)\cdot 10^{-3}]\cdot F = \\ &= \beta'[(1{,}005 + 1{,}806 \cdot d/1000)\cdot(t_в - t_п) + \\ &+ (2500 - 2.38t_п)(d_в - d_п)/1000]\cdot F \end{aligned} . \qquad (12.7)$$

После соответствующих преобразований получаем:

$$\begin{aligned} Q_п = \beta'[&(1.005t_в + 1.806t_в \cdot d_в/1000 + 2500 \cdot d_в/1000) - \\ &- (1.005t_п + 1{,}806t_п \cdot d_п/1000 + 2500 \cdot d_п/1000) - \\ &- 2.38t_п)(d_в - d_п)/1000]\cdot F \end{aligned} . \qquad (12.8)$$

Выражения, находящиеся в круглых скобках уравнения, представляют собой энтальпии воздуха $I_в$ и $I_п$ до и после контакта его с водой. Энтальпия $I_п$ соответствует температуре $t_п$ поверхности воды и состоянию полного насыщения воздуха. Следовательно, можно записать:

$$Q_п = \beta'\left[(I_в - I_п) - 2.38t_п(d_в - d_п)/1000\right]\cdot F. \qquad (12.9)$$

Величина $2.38t_{\text{п}}(d_{\text{в}} - d_{\text{п}})/1000$ значительно меньше разности энтальпий $(I_{\text{в}} - I_{\text{п}})$ (менее 1%), и ею можно пренебречь, поэтому:

$$Q_{\text{п}} = \beta'(I_{\text{в}} - I_{\text{п}}) \cdot F . \qquad (12.10)$$

Дифференциальное уравнение обмена тепловой энергией между воздухом и водой имеет следующий вид:

$$dQ_{\text{п}} = G_{\text{в}} dI = \beta'(I_{\text{в}} - I_{\text{п}}) \cdot dF . \qquad (12.11)$$

Из 2-х последних уравнений можно определить лишь энтальпию воздуха после его обработки. Для характеристики состояния воздуха должны быть известны два параметра. Второй параметр воздуха, вступающего в контакт с водяной поверхностью, имеющей заданную температуру $t_{\text{п}}$, находится из уравнений:

$$Q_{\text{п}} = G_{\text{в}}(I_{\text{в}} - I_{\text{п}}), \qquad (12.12)$$

$$W = G_{\text{в}}(d_{\text{в}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^3, \qquad (11.13)$$

где $G_{\text{в}}$, $I_{\text{в}}$, $d_{\text{в}}$ – расход и начальные параметры воздуха; W – количество воды, участвующей во влагообмене; $I_{\text{п}}$ и $d_{\text{п}}$ – параметры воздуха над водяной поверхностью.

Из совместного решения вышеприведенных уравнений получим:

$$Q_{\text{п}}/W = (I_{\text{в}} - I_{\text{п}})/(d_{\text{в}} - d_{\text{п}}) \cdot 10^{-3} = \Delta I/\Delta d = \varepsilon . \qquad (12.14)$$

Это уравнение определяет в I-d диаграмме значение коэффициента ε, изменение состояния воздуха в зависимости от его характеризующего начального состояния до точки, определяемой изотермой $t_{\text{п}}$ и относительной влажностью φ=100%. Из этого уравнения следует, что процесс изменения состояния воздуха во время его взаимодействия с водой, имеющей постоянную температуру, изображается на I-d диаграмме отрезком прямой. В действующих оросительных камерах параметры воды при взаимодействии с воздухом несколько изменяются (Δt воды равно 2-4° С) и линия процесса теплообмена будет иметь в I-d диаграмме некоторую кривизну. В практических расчетах установок кондиционирования воздуха поправок на это изменение процесса не вводят.

12.2. Обработка воздуха водой и паром в СКВ

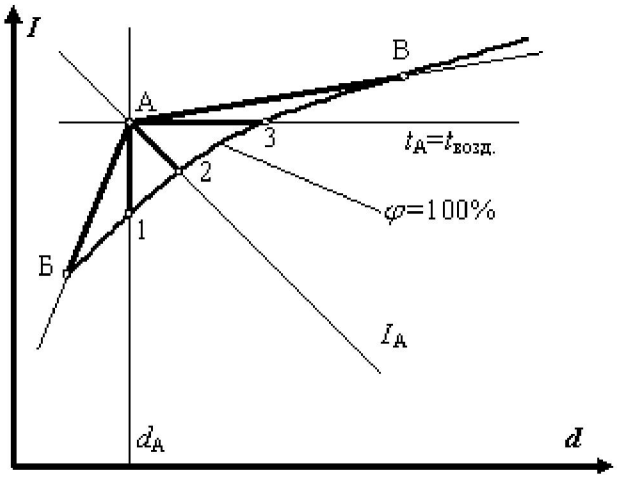


Рис. 12.1. Возможные изменения состояния воздуха при обработке его водой.

Процессы тепловлажностной обработки воздуха в оросительных камерах кондиционеров водой с постоянной температурой изображаются в *I - d* диаграмме лучами, лежащими в пределах криволинейного треугольника *АБВ,* у которого одной стороной является кривая насыщения φ=100%, а двумя другими – касательные к этой кривой, проведенные из точки *А*. Обработка воздуха может осуществляться по политропным и адиабатным (изоэнтальпическим) процессам.

Рассмотрим наиболее характерные случаи изменения состояния воздуха при обработке его водой. Луч процесса *А-1* характеризуется постоянным влагосодержанием воздуха ($d_A = \text{const}$), т.е. происходит сухое охлаждение. Это бывает, возможно, когда температура воды равна температуре точки росы ($t_р$) обрабатываемого воздуха: $t_в = t_р$.

Лучи процесса, выходящие из точки *А* и пересекающие кривую φ=100% на участке *1-Б,* характеризуют охлаждение и осушку воздуха, при этом температура воды должна быть ниже точки росы ($t_в < t_р$).

Луч процесса А-2 протекает по линии $I_A = \text{const}$, воздух охлаждается до температуры мокрого термометра $t_м$ и увлажняется. Энтальпия воздуха не меняется, так как теплота, теряемая воздухом при теплообмене с охлаждающей его водой, возвращается в воздух вместе с испарившейся влагой. Этот процесс называется адиабатным и практически осуществляется в камерах орошения рециркуляционной водой без подвода к ней или отвода от нее теплоты.

Процессы, когда температура охлаждающей воды выше точки росы, но ниже температуры мокрого термометра, т.е. $t_р < t_в < t_м$ (участок *1-2* кривой φ=100%), протекают с увлажнением воздуха и понижением его энтальпии и температуры.

Процессы, когда $t_м < t_в < t_А$ (участок *2-3* на линии φ=100%), характеризуются охлаждением и увлажнением воздуха при повышении его энтальпии.

Процесс, протекающий по линии $t_в = \text{const}$ (луч *А-3),* называется изотермическим и характеризуется отсутствием явного теплообмена. Происходят увлажнение воздуха и повышение его энтальпии. Теплообмен за счет скрытой теплоты происходит от воды к воздуху. Когда температура воды $t_в$ выше температуры обрабатываемого воздуха $t_А$, последний повышает все свои параметры (температуру, энтальпию и влагосодержание).

При реальных процессах обработки воздуха в оросительных камерах конечная относительная влажность его не достигает значений φ=100%. Причиной этому являются изменение температуры воды и кратковременный контакт воздуха с водой. В практических расчетах φ принимается равной 90-95%.

Определим зависимость тепловлажностного коэффициента (углового коэффициента луча процесса) ε от температуры воды $t_в$, увлажняющей воздух. Пусть G, кг, воздуха с параметрами I_1 и d_1 поступает в оросительную камеру; туда же подается вода с температурой $t_в$ и ассимилируется воздухом в количестве W, кг. Воздух, выходящий из камеры, имеет параметры I_2 и d_2.

Тепловой баланс камеры при отсутствии потерь теплоты в окружающую среду:

$$G \cdot I_1 + W \cdot c \cdot t_в = G \cdot I_2, \qquad (12.15)$$

где c – теплоемкость воды.

Материальный баланс камеры:

$$G \cdot d_1 / 1000 + W = G \cdot d_2 / 1000 \qquad (12.16)$$

Из совместного решения последних уравнений получаем:

$$1000 \cdot (I_2 - I_1) / (d_2 - d_1) = \varepsilon = c \cdot t_в. \qquad (12.17)$$

Таким образом, тепловлажностный коэффициент (угловой коэффициент) прямо пропорционален температуре воды. В зимнем режиме работы в оросительные камеры вода подается по рециркуляционной схеме и становится равной температуре мокрого термометра $t_м$, весьма низкой и мало отличающейся от нулевой. Поэтому в практических расчетах принимают $\varepsilon \to 0$, или, $I_2 = I_1 = \text{const}$, а протекающий процесс – адиабатным.

Увлажнение воздуха «перегретой» водой.

Воздушный поток можно охладить, используя «перегретую» воду, т. е. воду, имеющую температуру выше 100° С. При выпуске в атмосферу «перегретой» воды часть ее испарится, однако расход теплоты на парообразование значительно больше, чем расход теплоты, выделяемой разбрызгиваемой водой. Недостающая теплота отнимается от воздуха, и температура его понижается. Из теплового и влажностного балансов камеры определяется угловой коэффициент луча процесса:

$$\varepsilon = c(t_{нач} - t_{кон}(1-m))/m, \qquad (12.18)$$

где $t_{нач}$, $t_{кон}$ – соответственно начальная и конечная температура «перегретой» воды, °С; $m = W_{исп}/W_{раз}$ – отношение испарившейся воды к разбрызгиваемой в камере; c – теплоемкость, кДж/(кг·К).

По опытным данным коэффициент $m = 0{,}5$ для воды с начальной температурой 130° С. Увлажнение «перегретой» водой применяется сравнительно редко.

Доувлажнение воздуха в помещении.

В ряде производственных помещений выделяется большое количество явной теплоты при незначительном влаговыделении. Вместе с тем по технологическим условиям в помещении требуется поддерживать высокую относительную влажность воздуха (60-70%). Такая картина характерна, например, для цехов текстильных предприятий. В этих условиях широкое распространение получили системы доувлажнения воздуха непосредственно в кондиционируемом помещении. Наиболее часто применяют системы доувлажнения, где вода распыляется при помощи сжатого воздуха. Специальными пневматическими форсунками подаваемая вода разбрызгивается на мелкие капли. Масса водяных капель, поступающих в помещение, ничтожна по сравнению с массой воздуха помещения и не оказывает существенного влияния на энтальпию воздуха. Поэтому процесс доувлажнения на

I-d диаграмме изображается как адиабатный. На рис. 12.2 показан летний процесс обработки воздуха с его доувлажнением в помещении.

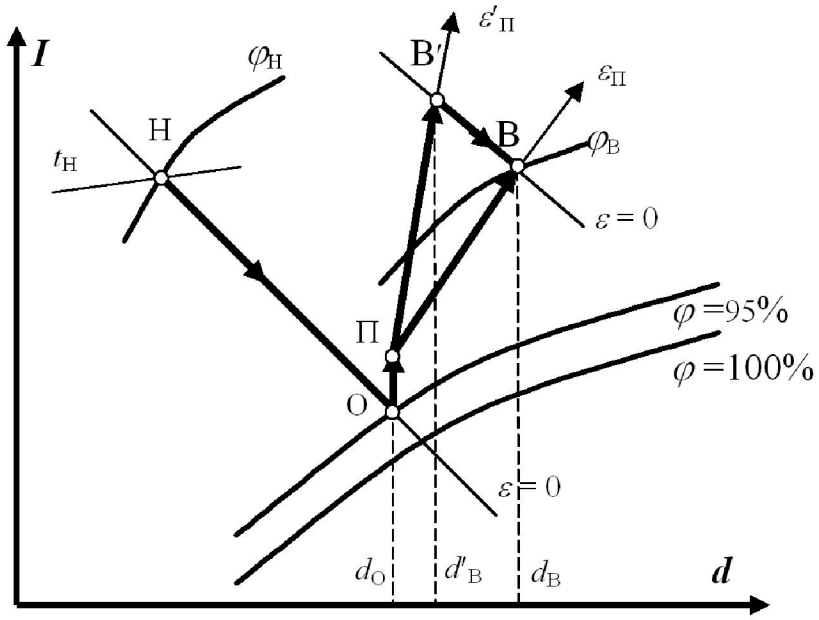


Рис. 12.2. Изображение на *I-d* диаграмме процесса доувлажнения воздуха

Установка кондиционирования воздуха работает по прямоточной схеме (без рециркуляции). Заданными исходными величинами для построения процесса являются параметры воздуха наружного и внутри помещения (точки *Н* и *В* на *I-d* диаграмме) и угловой коэффициент луча процесса $\varepsilon_п$. Отрезок *Н-О* характеризует адиабатное увлажнение наружного воздуха в оросительной камере. Проходя через вентилятор и воздуховод, воздух нагревается на 1-1,5° С и с параметрами, соответствующими положению точки *П* на *I-d* диаграмме, поступает в помещение.

Если числовое значение коэффициента $\varepsilon_п = Q_{изб} / W$ велико, что может иметь место, как указывалось выше, при больших избытках явной теплоты и малом влаговыделении, состояние воздуха в помещении будет отвечать точке, лежащей на луче процесса $\varepsilon'_п$, т, е. желаемые параметры воздуха внутри помещения (точка *В)* не будут достигнуты. Для того чтобы поддерживать состояние воздуха в точке *В,* в помещении должна выделяться влага в количестве, обеспечивающем

изменение состояния воздуха соответственно угловому коэффициенту $\varepsilon_{\text{п}}$.

Необходимое количество влаги определяется следующим путем. Из точки B проводим линию $I = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса с угловым коэффициентом $\varepsilon'_{\text{п}}$ (точка B' на I-d диаграмме). Так как все количество распыленной воды, поступающей в помещение, ассимилируется воздухом, количество воды, подаваемой, форсунками W, кг/с, составит:

$$W_{\text{раз}} = G \cdot (d_{\text{в}} - d'_{\text{в}}) \cdot 10^{-3}, \qquad (12.19)$$

где G – расход воздуха, подаваемого в помещение, кг/с; $d_{\text{в}}$ и $d'_{\text{в}}$ – влагосодержания воздуха, соответствующие параметрам воздуха в точках B и B', г/кг (находятся на I-d диаграмме).

Увлажнение воздуха паром.

Увлажнение воздуха паром применяется в ряде случаев в технологическом кондиционировании для увлажнения воздуха в производственных помещениях. В установках комфортного кондиционирования пар не применяют, так как он придает воздуху неприятный запах; кроме того, обработанный паром (особенно перегретым) воздух нагревается, что недопустимо в летнем режиме и для цехов со значительным тепловыделением.

Составив тепловой и влажностный балансы для установки увлажнения воздуха паром, можно определить величину углового коэффициента луча процесса. Пусть начальное состояние G, кг, воздуха отвечает параметрам I_1, кДж/кг, d_1, г/кг, а после увлажнения паром в количестве $D_{\text{п}}$, кг, с энтальпией $i_{\text{п}}$, кДж/кг, параметры воздуха становятся I_2, d_2. Тогда уравнения теплового и материального балансов могут быть записаны как:

$$GI_1 + D_{\text{п}} i_{\text{п}} = GI_2, \qquad (12.20)$$

$$Gd_1 \cdot 10^{-3} + D_{\text{п}} = Gd_2 \cdot 10^{-3}. \qquad (12.21)$$

Из совместного решения уравнений получаем:

$$1000 \cdot (I_2 - I_1) / (d_2 - d_1) = \varepsilon = i_{\text{п}}. \qquad (12.22)$$

Построение процесса увлажнения воздуха паром в I-d диаграмме показано на рис. 12.3.

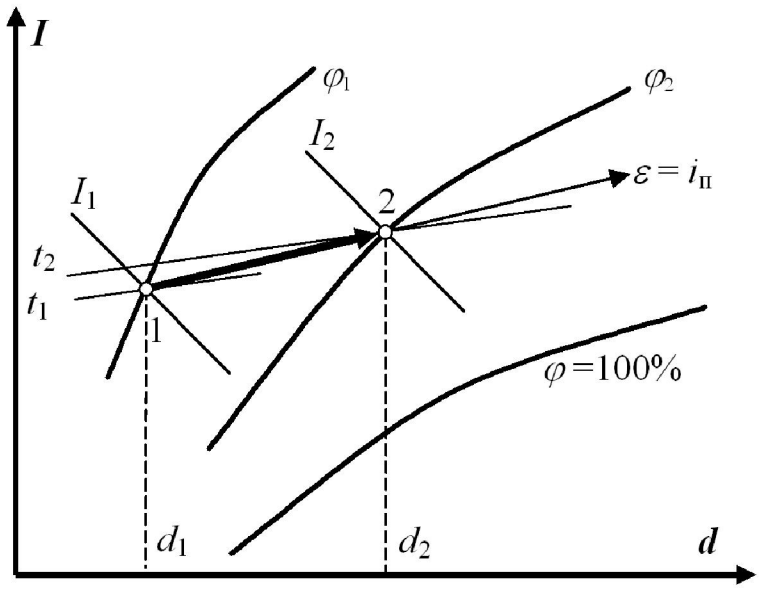


Рис. 12.3. Увлажнение воздуха паром

На диаграмму по заданным параметрам I_1, d_1 наносят точку 1 и далее проводят луч процесса с угловым коэффициентом, соответствующим числовому значению энтальпии увлажняющего пара $I_п$. Точка *2* пересечения луча процесса с линиями d_2 и φ_2 характеризует конечное состояние пара после его увлажнения.

Расход пара $D_п$, кг, необходимый для увлажнения воздуха, составит:

$$D_п = G \cdot (d_2 - d_1) \cdot 10^{-3}. \qquad (12.23)$$

Подмешивание пара к воздуху осуществляют или в кондиционерах, или непосредственно в помещении через перфорированные трубы.

12.3. Осушение воздуха сорбентами

Сорбенты – это вещества, способные поглощать из воздуха и удерживать в себе газы и пары. Сорбенты бывают жидкие и твердые.

Абсорбцией называется процесс поглощения веществ или газов твердыми или жидкими телами (абсорбентами), протекающий во всем объеме поглотителя. В качестве абсорбентов для установок кондиционирования воздуха используют жидкие поглотители: растворы хлористого кальция и лития, бромистого лития, этиленгликоль. В технике кондиционирования воздуха применяют обычно первые два

вида абсорбента. Остальные растворы применяют редко из-за их токсичности и коррозионного воздействия на металлы.

Адсорбцией называется процесс поглощения веществ или газов поверхностью жидкости или твердого тела. Адсорбентами являются силикагель, алюмогель, бокситы, активированный древесный уголь. Воздух осушается при непосредственном взаимодействии с водяными растворами солей (абсорбентами) за счет разности парциальных давлений водяного пара при одинаковых температурах над поверхностями воды и раствора. Эта разница давлений (депрессия) зависит от вида раствора и его концентраций. Относительную влажность воздуха можно понизить с помощью хлористого лития до 14- 23% и с помощью раствора хлористого кальция до 45-48%. Осушение воздуха растворами может протекать изотермически с понижением или повышением его температуры (см. рис. 12.4).

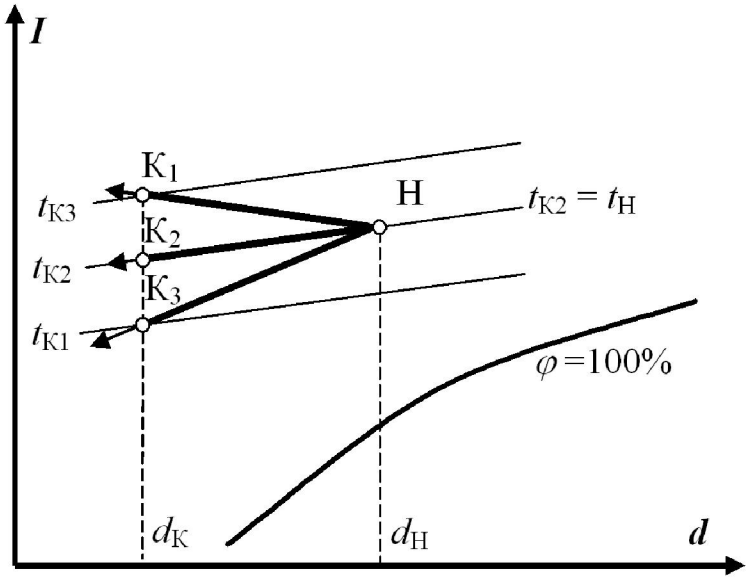


Рис. 12.4. Процессы осушения воздуха с помощью растворов

Изотермическое осушение влажного воздуха возможно при одинаковых начальных температурах воздуха и раствора и в таком количестве последнего, при котором теплота конденсаций незначительно повышает температуру раствора. Осушение воздуха с понижением его температуры происходит, если начальная температура раствора ниже, чем у воздуха, и остается постоянной в процессе осушения. Если же температура раствора выше температуры воздуха, процесс осушения идет с повышением температуры. За счет осушки воздуха концентрация раствора понижается и должна быть восстановле-

на. Это осуществляется или выпариванием влаги из раствора, или добавлением к раствору соли. Пока в технике кондиционирования осушение воздуха с помощью растворов не получило широкого применения, что объясняется сложностью эксплуатации и коррозионными свойствами абсорбентов. Осушка воздуха абсорбентами, имеющими капиллярную структуру, происходит благодаря тому, что давление водяного пара в порах (капиллярах) абсорбента ниже, чем парциальное давление в окружающем воздухе. Эффективность абсорбента зависит от влажности, температуры и скорости движения осушаемого воздуха, а также от толщины слоя поглотителя. В процессе абсорбции при контакте с поглотителем влаги водяной пар конденсируется. Выделяющаяся теплота повышает температуру абсорбента и осушаемого воздуха. С достаточной для практических расчетов точностью можно считать процесс протекающим по линии $I = \text{const}$, т. е. адиабатным, направленным к оси ординат на *I-d* диаграмме.

В процессе работы влажность слоя адсорбента возрастает, и он перестает поглощать влагу из воздуха. Для восстановления первоначальных свойств абсорбент подвергается регенерации. Через него пропускают нагретый воздух или чистые дымовые газы с $t = 150\text{-}200°$ С. Влага из абсорбента испаряется. По окончании регенерации поглотительный слой нужно охладить. Способность силикагеля поглощать влагу из воздуха с повышением температуры последнего снижается. Применять силикагель при температуре воздуха выше 35° С нецелесообразно. Для очистки воздуха от запахов газов и парообразных загрязнений применяются фильтры с активированным древесным углем или другими заполнителями. Возможно также применение в СКВ озонирования и аэроионизации воздуха. Эти методы обработки воздушной среды осуществляют в специальных установках.

13. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРВАНИЯ ВОЗДУХА

13.1. Выбор расчетных параметров внутреннего и наружного воздуха

Как указывалось выше, системы кондиционирования воздуха подразделяются на комфортные и технологические.

В СКВ комфортного назначения должны быть обеспечены оптимальные условия самочувствия людей, находящихся в кондиционируемых помещениях, т. е. необходимый тепловой обмен человека с окружающей средой. Для этого выбираются соответствующие параметры воздуха (температура и относительная влажность); а также скорость его движения внутри помещений.

Следует иметь в виду, что условия тепло- и влагообмена человека зависят также от ряда факторов, учет которых затруднителен. К ним относятся: климатические условия местности, конституция и состояние здоровья человека, его одежда, продолжительность пребывания в помещении, изменение параметров воздуха в помещении (амплитуда и периоды колебаний) и др. Поэтому выбор параметров воздуха внутри помещения опирается на систему норм и правил.

Расчетные параметры воздуха в кондиционируемых помещениях жилых и общественных зданий определяются по указаниям соответствующих глав СНиП П-33-75 и ГОСТ 12.1.005-76.

В системах кондиционирования воздуха технологического назначения параметры воздуха внутри помещения выбираются при условии обеспечения нормального протекания производственных процессов или хранения готовой продукций и сырья. Эти параметры обычно задаются технологами, однако если технологические требования не укладываются в санитарно-гигиенические нормы, параметры воздуха следует согласовывать с Государственной санитарной инспекцией.

Расчетные параметры воздуха в помещении при отсутствии специальных требований поддерживаются средствами автоматики в пределах ±1°С по температуре и ±7% по относительной влажности, изменение которой в довольно широких пределах не вызывает неприятных ощущений.

Для работающих местных кондиционеров-доводчиков допускается отклонение расчетной температуры в помещении до ±2° С. Расчетные параметры наружного воздуха в СКВ выбирают в зависимости от климатических условий местности, где расположен обслуживаемый объект, и его назначения. В соответствии со СНиП II-33-75 заданные воздушные условия в кондиционируемых помещениях должны обеспечиваться в пределах расчетных параметров категорий климата А, Б и В. Расчетные температуры и энтальпии наружного воздуха следующие:

Параметры А. *Холодный период* – средняя температура и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности для самого холодного месяца в 13 ч. *Теплый период* - средняя температура самого жаркого месяца в 13 ч и энтальпия воздуха, более высокие значения, которой в данной местности наблюдаются в среднем не более 400 ч в год.

Параметры Б. *Холодный период* – температура, принятая для проектирования систем отопления, и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности самого холодного месяца в 13 ч. *Теплый период* – температура и энтальпия воздуха, более высокое значение которых наблюдается 200 ч и менее в году (в среднем по многолетним наблюдениям).

Параметры В. *Холодный период* – абсолютная температура и энтальпия воздуха, соответствующая этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч. *Теплый период* – абсолютная максимальная температура и соответствующая этой температуре энтальпия воздуха, зарегистрированные наблюдениями за многолетний период в данной местности.

Таким образом, установки с расчетными параметрами В обеспечивают заданный в помещении микроклимат при изменении температуры воздуха от абсолютного минимума зимой до абсолютного максимума летом; эти установки применяются лишь при наличии обоснованных технологических требований. Обычно системы кондиционирования воздуха рассчитывают на параметры Б.

13.2. Определение количества вентиляционного воздуха

По назначению и характеру работы центральные системы кондиционирования мало отличаются от механических общеобменных приточных систем вентиляции. Поэтому расчетные зависимости для определения необходимого воздухообмена в помещениях с вредными выделениями могут быть использованы при расчетах СКВ.

Ниже даны некоторые практические указания по определению производительности центральных СКВ.

В расчетах следует различать полезную и полную производительности систем кондиционирования. Под полезной производительностью понимают количество воздуха, поступающего в обслуживаемое помещение и обеспечивающее требуемые параметры внутренней воздушной среды. Полная производительность – это количество воздуха, приготовляемого в кондиционере и подаваемого в воздуховоды с учетом утечки через неплотности в последних. Полная производительность $L_{\text{п}}$, м^3/с, определяется из выражения:

$$L_п = K_{пот} \cdot L \tag{13.1}$$

где L – полезная производительность, м^3/с; $k_{\text{пот}}$ – коэффициент, учитывающий утечку воздуха (для стальных, пластмассовых и асбестоцементных воздуховодов длиной до 50 м $k_{\text{пот}}$ =1,1).

При длине более 50 м коэффициент потери определяется по формуле:

$$K_{пот} = 1 + 0{,}002 \cdot l \tag{13.2}$$

где l – длина воздуховода от вентилятора до помещения, м.

В случае необходимости массовый расход воздуха G, кг/с, может быть определен из соотношения:

$$G = L \cdot \rho \tag{13.3}$$

где L – объемный расход воздуха, м^3/с; ρ – объемная масса (плотность) воздуха, кг/м^3.

Наиболее частыми объектами кондиционирования воздуха являются помещения с избытками теплоты и влаги. Избыточная теплота может значительно меняться по временам года. Поэтому производительность СКВ следует рассчитывать отдельно для холодного, переходного и теплого периодов года.

Полезная воздухопроизводительность G, кг/с, используемая в кондиционируемых помещениях:

$$G = \frac{Q_п}{I_в - I_п} = \frac{Q_{вп}}{d_в - d_п} \tag{13.4}$$

где $Q_п$ и $G_{вл}$ – избыточные тепловыделения (полные) и влаговыделения, кВт и г/с; $I_в$ и $I_п$ – энтальпия воздуха внутри помещения и приточного, кДж/кг; $d_в$ и $d_п$ – влагосодержание воздуха внутри помещения и приточного, г/кг.

Производительность СКВ G, кг/с, при расчете на удаление теплоизбытков, когда вытяжка воздуха осуществляется из рабочей зоны, т. е. $t_у = t_р$

$$G = \frac{Q_{яв}}{c \cdot \Delta t_{ср}} \qquad (13.5)$$

где $Q_{яв}$ – избыток явной теплоты в помещении, кВт; $\Delta t_р = t_р - t_п$ – расчетная разность температур воздуха; $t_р$ и $t_п$ – температуры воздуха в рабочей зоне и приточного, ° С; c – теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К).

Для установок кондиционирования воздуха круглогодичного действия температура приточного воздуха $t_п$ принимается ниже внутренней температуры помещения $t_р$ на 2°С при подаче в рабочую зону, на 4-6°С при подаче на высоте 2,5 м и выше от уровня пола, на 6-8° С при подаче на высоте более 4 м от уровня пола, на 8-15°С при подаче через плафоны эжекционного типа. Приведенные цифры показывают, что расположение и конструкция приточных устройств являются решающими при выборе расчетного перепада температур воздуха $\Delta t_р = t_р - t_п$. Эта разность температур ограничивается заданными параметрами воздуха в помещении (температурой и влажностью) и должна приниматься максимально возможной, так как от нее зависят производительность СКВ, тип оборудования, размеры коммуникаций, мощности электродвигателей насосов и вентиляторов, а следовательно, капитальные вложения и эксплуатационные затраты по установке. Однако значение $\Delta t_р$ должно удовлетворять санитарно-техническим требованием с учетом выбранных приточных устройств в кондиционируемом помещении.

Воздух, удаляемый из верхней зоны высоких помещений, имеет температуру $t_у$, отличную (обычно более высокую) от температуры в рабочей зоне ($t_у > t_р$). В этом случае получим:

$$G = \frac{Q_{яв} \cdot m}{c \cdot \Delta t_р} \qquad (13.6)$$

где $m = \Delta t_р / \Delta t_у$ – коэффициент неравномерности температур по высоте; $\Delta t_у = t_у - t_п$ – разность температур уходящего и приточного воздуха, °С.

В помещениях, где имеют место токсичные выделения или возможно биологическое загрязнение воздуха, необходимо подавать только наружный воздух. Установка кондиционирования работает в этих случаях по прямоточной схеме, что вызывает значительные расходы теплоты и холода при обработке воздуха в холодный и теплый периоды года.

В целях уменьшения энергетических затрат на кондиционирование воздуха в помещениях с избыточными выделениями теплоты и влаги применяется частичная рециркуляция воздуха. Минимальное количество наружного воздуха, подаваемого в помещения при этом режиме работы, должно быть не менее необходимого по санитарным нормам подачи на 1 чел, а также должно компенсировать местные отсосы из помещений и поддерживать в них избыточное давление (если это предусмотрено проектом).

В системах кондиционирования воздуха комфортного назначения санитарную норму наружного воздуха на 1 чел. принимают равной 25 $м^3$/ч.

14. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

14.1. Общие сведения

Широкое распространение получили центральные системы кондиционирования воздуха (СКВ), обслуживающие одно большое или несколько небольших помещений. Эти системы оборудуются неавтономными кондиционерами, тепло- и хладоснабжение которых осуществляется от внешних источников. Кондиционеры собираются из отдельных секций или блоков, где расположено основное оборудование для обработки и перемещения воздуха. Дополнительное оборудование СКВ – местные подогреватели, доводчики, смесители и др. – расположены вне кондиционеров.

Транспортировка воздуха в центральных СКВ осуществляется по стальным, пластмассовым и асбоцементным трубам или каналам, прокладываемым внутри помещений.

Центральные СКВ обладают следующими преимуществами эффективно поддерживают заданные температуру и относительную влажность воздуха в помещениях; оборудование, требующее систематического обслуживания и ремонта, сосредоточено в малом количестве мест или даже в одном месте; возможность организации эффективного шумо- и виброгашения. Область применения центральных СКВ – промышленные здания различного назначения и общественные здания, больших объемов.

К недостаткам центральных систем следует отнести: сложные монтажно-строительные работы по установке кондиционеров и прокладке коммуникаций (воздушные каналы, трубопроводы), вследствие чего в ряде случаев применение центральных систем в существующих зданиях исключается; менее гибкое регулирование параметров воздуха в отдельных помещениях, в системах с разветвленными воздуховодами.

Применение схемы центральных СКВ весьма разнообразно; выбор той или иной схемы зависит от назначения и режима использования кондиционируемых помещений, конструктивных особенностей здания, климатических условий местности и некоторых других факторов.

В проектной практике применяют обычно следующие центральные СКВ: одноканальные однозональные, обслуживающие одно или несколько помещений без разделения систем на зоны; одноканальные многозональные, обслуживающие несколько зон в одном

помещении или несколько помещений с подачей воздуха по отдельному воздуховоду в каждую зону или помещение; двухканальные многозональные, обслуживающие несколько зон в одном помещении или несколько помещений с подачей воздуха по двум воздуховодам - с холодным и подогретым воздухом – в каждую зону или помещение. Применяются также местные системы кондиционирования воздуха, состоящие из агрегатированных кондиционеров производительностью до 18 000 $м^3$/ч, обслуживающих одно или несколько помещений, причем в каждом из них устанавливается один или несколько кондиционеров, обеспечивающих местное поддержание требуемых параметров воздуха.

В отдельных случаях применяют комбинированные системы, работающие совместно с местным доувлажнением воздуха и другими устройствами.

В проектных решениях по центральным СКВ должны учитываться следующие рекомендации. В системах кондиционирования, предназначенных для круглогодичного и круглосуточного поддержания заданных параметров воздуха в помещениях, не имеющих системы отопления, следует устанавливать не менее двух кондиционеров производительностью по 50% общей производительности системы. В системах с рециркуляцией целесообразна схема подачи в помещение смеси переменных объемов наружного и рециркуляциоиного воздуха, зависящих от параметров наружного воздуха. В этом случае для рециркуляции следует применять самостоятельный вентилятор.

Для калориферов второго и местного подогревов, тепловая нагрузка которых не зависит от температуры наружного воздуха, можно применять теплоноситель постоянных параметров.

В центральных кондиционерах в результате процессов смешения, нагрева и охлаждения воздуха происходит значительное его расслоение по температуре и влагосодержанию. Наиболее равномерные параметры воздух имеет на выходе из вентилятора. Поэтому в кондиционерах, где влажность воздуха регулируется по методу «точки росы», рекомендуется калориферы второго подогрева устанавливать на стороне нагнетания приточных вентиляторов, что дает возможность монтировать датчики терморегуляторов «точки росы» на хорошо перемешанном воздухе после вентилятора.

Фильтры общей очистки воздуха следует размещать в тех частях кондиционера, через которые проходит весь обрабатываемый воздух,

и так, чтобы предохранить от пыли возможно большее число секций кондиционера.

В ряде случаев по экономическим соображениям камеры орошения могут быть заменены поверхностными орошаемыми и неорошаемыми воздухоохладителями.

14.2. Центральные однозональные СКВ

Центральные однозональные СКВ следует применять для обслуживания помещения площадью не более 2500 м^2 или такой же части большего помещения. На рис. изображена однозональная Схема СКВ. Воздуховоды, изображенные сплошной линией соответствуют работе установки только на наружном воздухе (прямоточная система), штриховой линией показан воздуховод с первой рециркуляцией, штрихпунктирной – воздуховод со второй рециркуляцией.

Прямоточные системы проектируют в тех случаях, когда рециркуляция воздуха недопустима по санитарно-гигиеническим соображениям. Количество воздуха, подаваемого в обслуживаемое помещение, постоянно. Рассмотрим работу установки в теплый период года. Наружный воздух, засасываемый вентилятором 8, поступает в кондиционер через воздухозаборное устройство 1, очищается в фильтре *3,* охлаждается и осушается в оросительной камере 6 и затем нагнетается в помещение. При необходимости воздух может быть подогрет в калорифере второго подогревателя. Из помещения воздух вытяжным вентилятором удаляется в атмосферу. На вытяжном воздуховоде, если это требуется по акустическому расчету, устанавливается шумоглушитель 10.

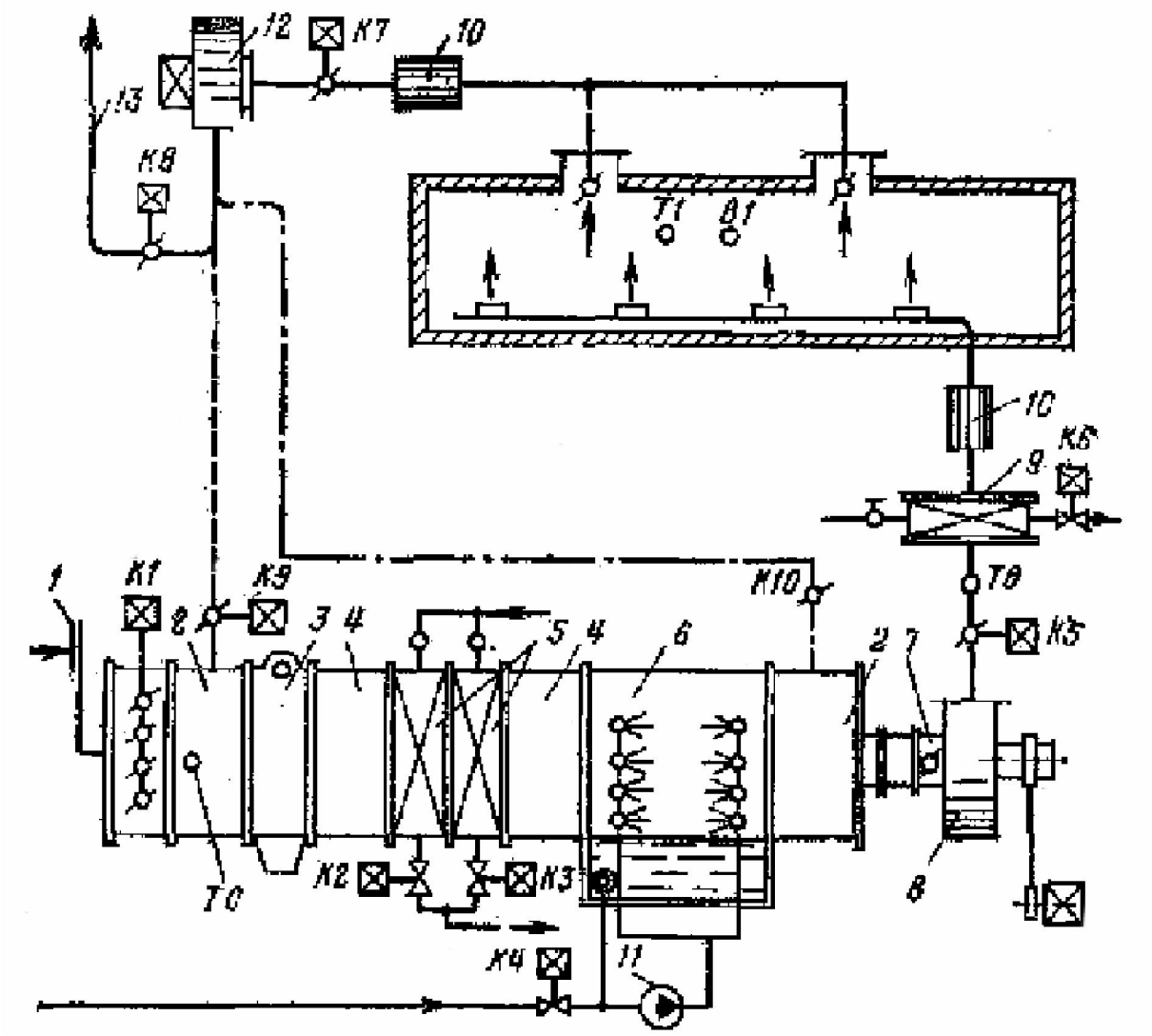


Рис. 14.1. Принципиальная схема однозональной СКВ, работающей на наружном воздухе (сплошные линии) или с рециркуляцией.

1 – воздухозаборное устройство; *2* – смесительная камера; *3* – фильтр; *4* – камера обслуживания; *5* – секции калориферов первого подогрева; *6* – оросительная камера; *7* – направляющий аппарат; *8* – приточный вентилятор; 9 – секции калориферов второго подогрева; *10* – шумоглушители; *11* – насос; *12* – вытяжной вентилятор; *13* – воздуховод; *К* – клапан; *Т* – терморегулятор; *В* – влагорегулятор; первый и второй рециркуляционные каналы – соответственно штриховая и штрихпунктирная линии.

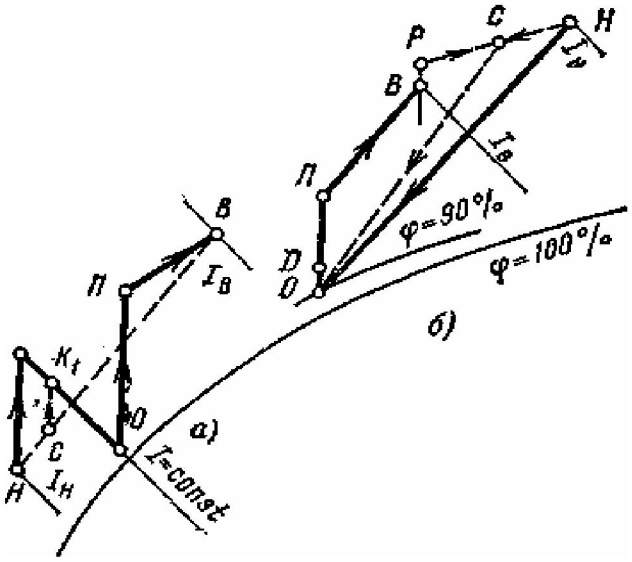


Рис. 14.2. Построение процессов на I-d диаграмме для однозональной СКВ при работе на наружном воздухе прямоточной схеме (сплошные линии) и с первой рециркуляцией (штриховые линии). *а* – холодный период; *б* – теплый период.

В холодный период года наружный воздух подогревается в калориферах первого подогрева 5, увлажняется (и охлаждается) в оросительной камере, работающей в это время на рециркуляционной воде, и затем догревается до нужной температуры в калориферах второго подогрева. На рис. сплошными линиями показаны процессы обработки воздуха в кондиционере для прямоточной системы в холодный и теплый периоды года.

В теплый период года (рис. б) наружный воздух с параметрами точки Н охлаждается и осушается в камере орошения до параметров точки О. За счет работы вентилятора воздух несколько подогревается (на 0,5-1,5° С) до параметров точки *D* и при необходимости догревается в калорифере второго подогревателя до параметров точки *П*. Отрезок *ПВ* характеризует изменение состояния воздуха за счет ассимиляции избыточной теплоты и влаги, выделяемых в помещении. В холодный период года (рис. а) наружный воздух с параметрами точки *Н* нагревается в калорифере первого подогрева, затем увлажняется в оросительной камере и догревается в калорифере второго подогрева до параметров точки *П* (приточный воздух). Таким образом, весь процесс обработки воздуха в кондиционере изобразится ломаной линией НКОП. Отрезок *ПВ* здесь также показывает изменение состояния воз-

духа в помещении. Ниже дано описание регулирования параметров воздушной среды в помещении, обслуживаемом прямоточной СКВ.

Системы кондиционирования воздуха, работающие с рециркуляцией (если она допускается), обычно проектируют с подачей переменных количеств рециркулируемого и наружного воздуха для сокращения расхода теплоты и холода соответственно в холодный и теплый периоды года. Минимальное (требуемое по расчету) количество наружного воздуха должно быть обеспечено при любом режиме работы кондиционера.

На рис. с дополнением штриховыми линиями показана принципиальная схема двухвентиляторной СКВ, работающей с рециркуляцией воздуха.

В отличие от прямоточной системы СКВ наружный воздух, поступающий в кондиционер, смешивается с рециркуляционным воздухом. Далее смешанный воздух проходит такую же тепловлажностную обработку, как и в прямоточной системе.

Процесс обработки воздуха в кондиционере для системы с рециркуляцией показан штриховыми линиями. В режиме для теплого периода года воздух, подаваемый по рециркуляционному воздуховоду, нагревается в нем и вентиляторе *12* от параметров точки *В* до параметров точки *Р,* а затем смешивается с наружным воздухом (параметры точки *Н*). Полученная смесь воздуха с параметрами точки *С* обрабатывается в оросительной камере и в калорифере второго подогрева так же, как и в системах, работающих без рециркуляции.

Процесс обработки воздуха, изображенный на I-d-диаграмме при расчетном режиме для холодного периода года, протекает в следующей последовательности (см. рис. а, штриховая линия). Наружный воздух (точка *Н*) смешивается с рециркуляционным (точка *В).* Полученная смесь (точка *С*) нагревается в калорифере первого подогрева до температуры, соответствующей точке *К,* и затем увлажняется в оросительной камере до состояния, определяемого точкой *О.* Увлажненный воздух нагревается в калорифере второго подогрева до параметров точки *П* и подается в обслуживаемое помещение.

При наличии второй рециркуляции (линия показана штрихпунктиром) регулирование количества рециркуляционного воздуха, подаваемого за оросительной камерой, производится ручным клапаном *К10,* переключаемым посезонно.

14.3. Центральные многозональные СКВ

Применение многозональных СКВ целесообразно для обслуживания больших помещений с неравномерно расположенными источниками тепло- и влаговыделении, а также группы небольших помещений. Системы могут работать на наружном воздухе и с рециркуляцией в зависимости от санитарно-гигиенических соображений. Многозональные системы более экономичны, чем отдельные системы для каждой зоны или каждого помещения. Вместе с тем многозональные системы не могут обеспечить такую же высокую точность поддержания заданных параметров воздуха в помещении (температура или относительная влажность), как и при отдельных СКВ. Основное отличие многозональных одноканальных СКВ от однозональных состоит в том, что вместо одного центрального воздухоподогревателя второго подогрева в многозональных СКВ для каждого отдельного помещения или для каждой зоны большого помещения устанавливается индивидуальный (зональный) воздухоподогреватель.

Режим работы зональных подогревателей задается терморегуляторами, установленными в обслуживаемых помещениях. Терморегуляторы могут быть заменены влагорегуляторами, если в помещениях требуется поддерживать на заданном уровне относительную влажность.

Принципиальная схема центральной многозональной одноканальной СКВ и построение процесса обработки воздуха на I-d-диаграмме приведены на рис. Работа СКВ на наружном воздухе в теплый период года протекает следующим образом (рис. 6). Наружный воздух (точка *Н* на I-d диаграмме) поступает в кондиционер, очищается в фильтре и охлаждается в оросительной камере до параметров, характеризуемых точкой *О.* В вентиляторе и воздуховодах происходит его подогрев до параметров точки *D,* затем он поступает к зональным подогревателям *9, 14, 15,* где при необходимости догревается до требуемых параметров (точки *П1*, *П2*, *П3*), чтобы обеспечить заданный микроклимат в различных помещениях (точки *В1*, *В2*, *В3*).

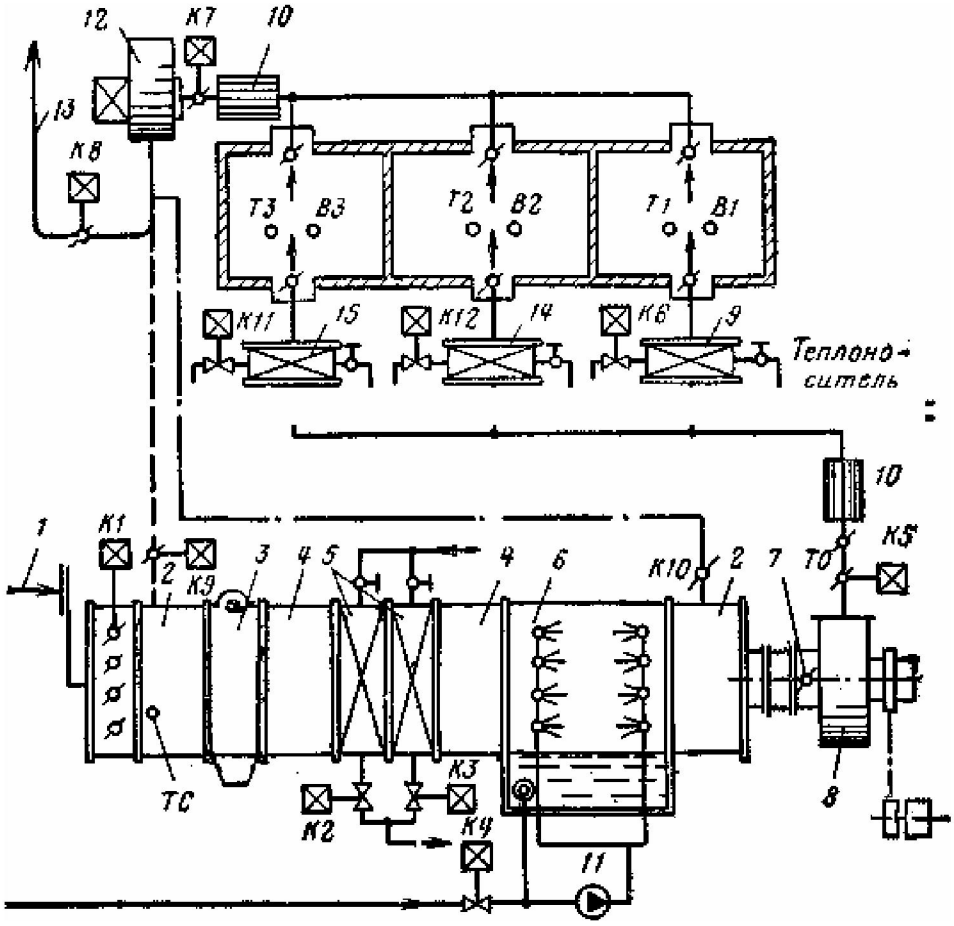


Рис. 14.3. Принципиальная схема многозональной одноканальной СКВ, работающей на наружном воздухе (сплошные линии) или с рециркуляцией.

1 – воздухозаборное устройство; *2* – смесительная камера; *3* – фильтр; *4* – секция обслуживания; *5* – секция калориферов первого подогрева; *6* – оросительная камера; *7* – направляющий аппарат; *8* – приточный вентилятор; *9, 14, 15* – зональные подогреватели; *10* – шумоглушитель; *11* – насос; *12* – вытяжной вентилятор; *13* – воздуховод; первый и второй рециркуляционные каналы (соответственно штриховая и штрихпунктирная линии).

В холодный период года (рис. а*)* обработка наружного воздуха (точка *Н*) в кондиционере осуществляется так же, как и при однозональной прямоточной СКВ (процесс *НКО* в I-d диаграмме). По выходе из кондиционера воздух подается к местным подогревателям *9, 14, 15,* в которых нагревается до температуры, требуемой для каждого помещения (точки *П1*, *П2*, *П3*). Подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах в холодный период года не учитывается. Терморегуля-

торы Т1, Т2, Т3 установленные в каждом помещении, воздействуя на клапаны *К6, К11, К12,* регулирующие подачу теплоносителя в соответствующие зональные подогреватели, поддерживают требуемые параметры воздуха в помещениях (точки *В1*, *В2*, *В3*). Центральные многозональные СКВ, работающие с рециркуляцией воздуха (штриховая линия на рис.), применяются в тех же случаях, что и прямоточные многозональные СКВ, если по санитарно-гигиеническим требованиям допустимо использование рециркуляционного воздуха. Обычно в СКВ, работающих с рециркуляцией, осуществляют переменное соотношение между количествами наружного и рециркуляционного воздуха, подаваемого в помещение.

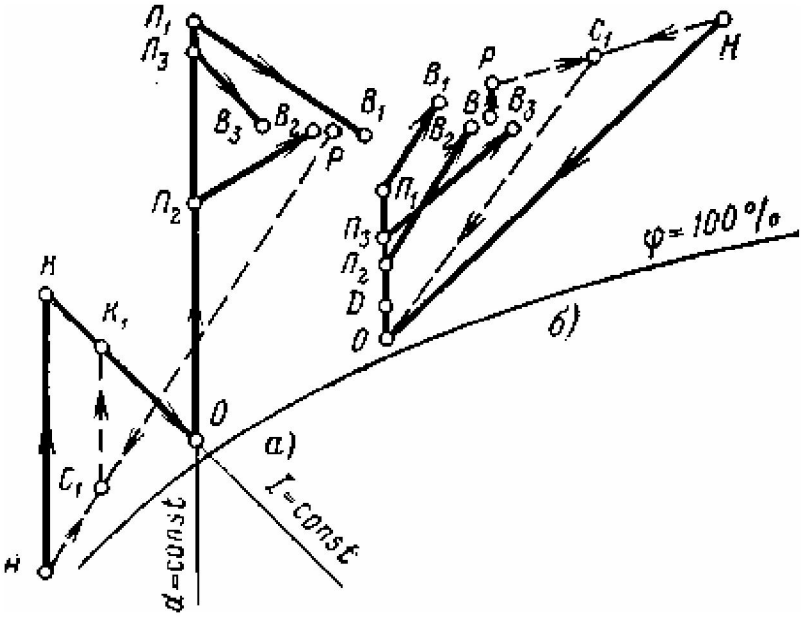


Рис. 14.4. Построение процессов в I-d диаграмме для многозональной одноканальной СКВ при работе на наружном воздухе (сплошные линии) и с первой рециркуляцией (штриховые линии)

а – холодный период; *б* – теплый период.

Обработка воздуха в кондиционере (рис. а) осуществляется так же, как и в однозональной СКВ с первой рециркуляцией. Отличается лишь схема регулирования температуры воздуха, подаваемого в обслуживаемые помещения: она идентична схеме для прямоточной многозональной СКВ, так как в рассматриваемой СКВ также вместо центрального воздухоподогревателя второго подогрева установлены зональные. СКВ с двумя рециркуляциями может быть получена, если ее дополнить вторым каналом для подачи части воздуха за ороси-

тельную камеру (см. штрихпунктирную линию на рис.) и регулирующим клапаном *К10,* выполненным, как правило, с ручным управлением.

Центральные многозональные двухканальные СКВ имеют ту же область применения, что и многозональные одноканальные СКВ с местными подогревателями. Воздух, прошедший тепловлажностную обработку в кондиционере, поступает к обслуживаемым помещениям по двум воздуховодам. По одному подается холодный воздух, вышедший непосредственно из кондиционера, по другому – теплый, подогретый в калориферах второго подогрева *9.*

Температура воздуха в каждом помещении регулируется комнатными терморегуляторами *Т1, Т2, Т3,* управляющими смесительными клапанами *К9, К10, К11,* которые изменяют соотношение количества теплого и холодного воздуха в подаваемой смеси.

Двухканальные СКВ бывают прямоточные и с использованием рециркуляции. На рис. изображена прямоточная СКВ. В расчетных условиях теплого периода года наружный воздух с параметрами, соответствующими точке *Н* на I-d диаграмме (рис. б), засасывается в кондиционер, проходит через воздушный фильтр и затем охлаждается и осушается в оросительной камере до параметров точки *О.* После вентилятора с учетом подогрева в вентиляторе и воздуховодах до параметров точки *D* часть воздуха поступает в канал холодного воздуха, другая часть – в калорифер второго подогрева 9, установленный в канале теплого воздуха, где он нагревается до параметров точки *П.* В смесительных клапанах *К9, К, 10, К11* холодный и подогретый воздух смешиваются до параметров, соответствующих точкам *П1 П2, П3, с* которыми он поступает в помещения, где, ассимилируя тепло и влаговыделения, приобретает параметры, соответствующие точкам *В1, В2, В3.*

При расчетных условиях холодного периода года наружный воздух с параметрами точки *Н* (рис. а) подогревается в калорифере первого подогрева до параметров точки *К,* увлажняется в оросительной камере и приобретает параметры точки *О.* Затем часть воздуха подогревается в калорифере второго подогрева 9 (точка *П*) и поступает в канал теплого воздуха, а остальная часть – в канал холодного воздуха. Приготовленный в смесительных клапанах воздух с параметрами, соответствующими точкам *П1 П2, П3*, поступает в помещения, где приобретает заданные параметры (точки *В1, В2, В3* на I-d-диаграмме).

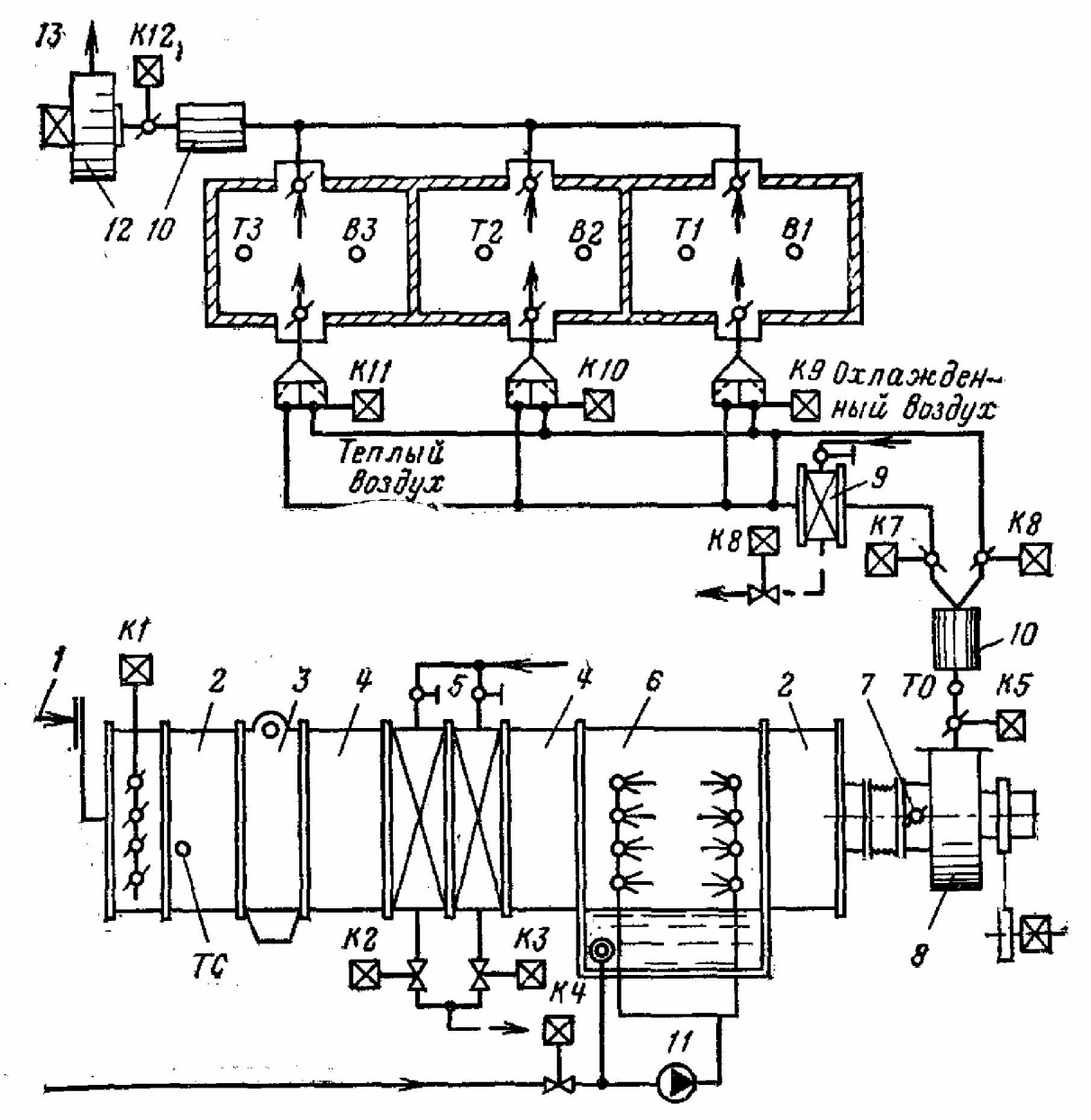


Рис. 14.5. Принципиальная схема прямоточной многозональной двухканальной СКВ.

1 – воздухозаборная решетка; *2, 4* – камеры обслуживания; *3* – фильтр; *5* – секции калориферов первого подогрева; *6* – оросительная камера; *7* – направляющий аппарат; *8* – приточный вентилятор; *9* – секции калориферов второго подогрева; *10* – шумоглушитель; *11* – насос; *12* – вытяжной вентилятор; *13* – воздуховод.

Двухканальная СКВ с рециркуляцией воздуха работает по аналогичной схеме. Преимущества двухканальных СКВ по сравнению с одноканальными следующие: отсутствие вблизи помещений тепло-

обменников, трубопроводов; в переходное время года возможно максимальное использование холода наружного воздуха; хорошее сочетание с работой систем отопления (это особенно важно при оборудовании СКВ существующих зданий).

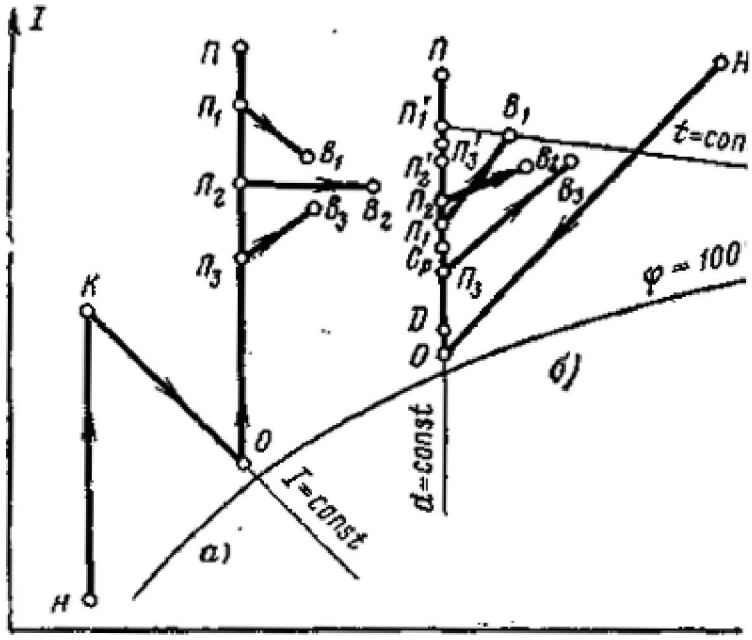


Рис. 14.6. Построение процессов на I-d диаграмме для прямоточной многозональной двухканальной СКВ. *а* – холодный период; *б* – теплый период.

К недостаткам двухканальных СКВ относятся повышенные капиталовложения на устройство двух параллельных воздуховодов и их изоляцию, затруднительность прокладки в зданиях, как в существующих, так и во вновь проектируемых.

14.4. Центральные водовоздушные СКВ

В системах кондиционирования воздуха большой производительности даже при переходе к высоким давлениям и скоростям воздуха в воздуховодах их сечение и количество остаются значительными. Поэтому для кондиционирования воздуха помещений в многоэтажных и многокомнатных зданиях применяются центральные водовоздушные СКВ с кондиционерами-доводчиками вентиляторного или эжекционного типа, устанавливаемыми в каждом помещении.

В кондиционируемые помещения для обработки рециркуляционного воздуха подается тепло- и хладоноситель. Снабжение конди-

ционеров-доводчиков горячей и холодной водой осуществляется по двух-, трех- и четырехтрубной схемам.

Двухтрубная схема может работать с подачей в теплообменники группы доводчиков или теплоносителя, или хладоносителя. Трех- и четырехтрубные схемы позволяют подавать тепло- или хладоноситель в любой доводчик. Недостатком трехтрубной схемы является смешивание тепло- и хладоносителя (с различными температурами) в общем обратном трубопроводе.

Вентиляторные кондиционеры-доводчики применяются в СКВ низкого давления и не получили широкого распространения из-за высокого уровня шума, создаваемого работающим вентилятором доводчика.

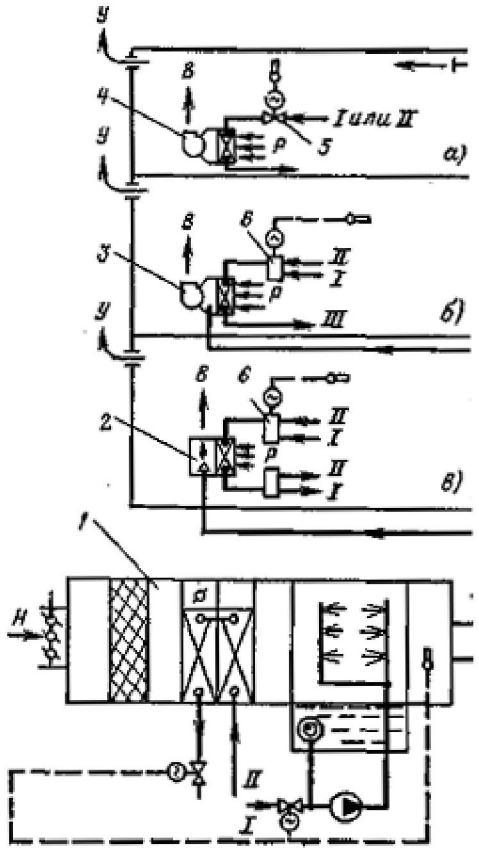


Рис. 14.7. Принципиальная схема водовоздушной СКВ.

а – с вентиляторным кондиционером-доводчиком, работающим на рециркуляционном воздухе и присоединенным по двухтрубной схеме; *б* – то же, работающим на смеси первичного и рециркуляционного воздуха и присоединенным по трехтрубной схеме; *в* – с эжекционным кондиционером-доводчиком, присоединенным по четырехтрубной схеме; *1* – центральный кондиционер наружного воздуха; *2* – эжекционный кондиционер-доводчик; *3* и *4* – вентиляторные конди-

ционеры-доводчики; *5* – проходной клапан; *6* – смесительный клапан; I – теплопровод; II – холодопровод; III – общий обратный трубопровод; *В* – воздух, подаваемый доводчиком; *Н* – наружный воздух; *Р* – рециркуляционный воздух; *У* – воздух, удаляемый из помещения.

В проектируемых водовоздушных СКВ среднего давления рекомендуются к применению эжекционные кондиционеры-доводчики (ЭКД) типов КПЭ-У 0,8А и КНЭ-У 1,2.

Работа эжекционного доводчика протекает следующим образом. Обработанный в центральном кондиционере воздух подается в звукоизолированную часть эжекционной коробки *1* и далее поступает через эжектирующие сопла *2* в смесительную камеру *5*. Туда же из помещения через теплообменник *6* подсасывается воздух, где он нагревается или охлаждается в зависимости от режима работы системы кондиционирования (теплый или холодный периоды года). Воздушная смесь поступает из камеры *5* в помещение через воздуховыпускную решетку *3*.

Регулирование параметров воздуха в помещении осуществляется путем изменения соотношения рециркуляционного и приточного воздуха в результате открытия или закрытия жалюзийной решетки *4*. Температура воздуха на притоке в смесительную камеру регулируется изменением количества воды, поступающей в теплообменник *6*.

Если последний работает как воздухоохладитель, на его поверхности может выпадать из воздуха конденсат. Для сбора и удаления конденсата предусмотрен поддон *7*.

14.5. Местные системы кондиционирования воздуха

Местные СКВ в большинстве случаев представляют собой заводские автономные или неавтономные местные кондиционеры. Автономные кондиционеры имеют встроенные компрессионные холодильные машины и теплообменники непосредственного испарения. Для работы неавтономных кондиционеров требуется подводка тепло- и хладоносителя.

Охлаждение конденсатора холодильной машины может быть водяное и воздушное. При водяном охлаждении в кондиционер необходимо подводить охлаждающую воду.

Автономные кондиционеры холодопроизводительностью до 3 кВт имеют конденсаторы воздушного охлаждения, а конденсаторы холодопроизводительностью 8,5-50 кВт – как правило, конденсаторы

водяного охлаждения. Обычно автономные кондиционеры предназначаются для работы в теплый период, т. е. для охлаждения и осушения воздуха, однако некоторые конструкции имеют электрокалорифер для подогрева воздуха в холодный период.

Местные кондиционеры по конструкции различаются на шкафные, оконные и подоконные.

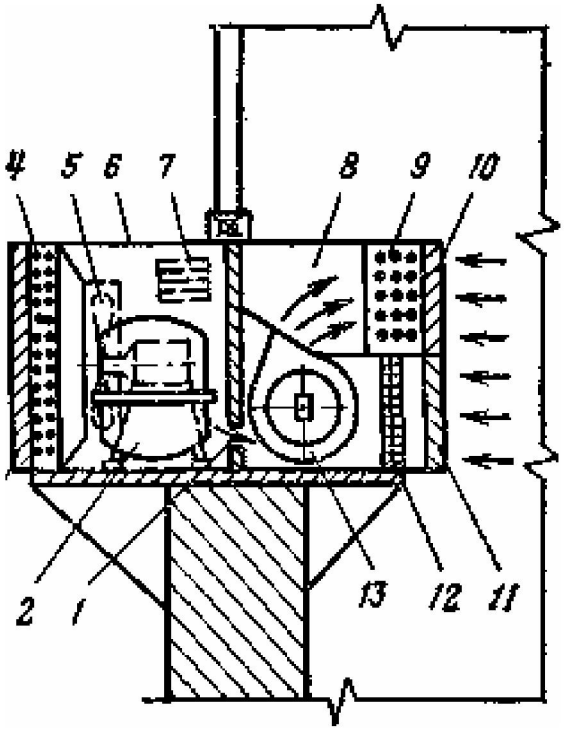


Рис. 14.8. Схема автономного кондиционера с воздушным охлаждением конденсатора

1 – отверстие для сообщения наружного воздуха с внутренним; *2* – компрессор; *3*, *7* – жалюзи; *4* – конденсатор; *5*, *13* – вентилятор; *6* – наружный отсек; *8* – внутренний отсек; *9* – испаритель; *10*, *11* – декоративная решетка; *12* – воздушный фильтр.

Автономные кондиционеры с воздушным охлаждением конденсатора имеют обычно малую холодопроизводительность и устанавливаются в оконном проеме или в стене помещения. Кожух кондиционера состоит из двух отсеков, разделенных внутренней перегородкой с теплозвуковой изоляцией. В наружном отсеке, расположенном за окном, размещены герметический компрессор, работающий на фреоне, воздушный конденсатор с обдувающим его осевым вентилятором и электродвигатель. Во внутреннем отсеке расположены испаритель холодильной машины, воздушный фильтр и центробежный вентиля-

тор, нагнетающий воздух в помещение. Наружный отсек сообщается с атмосферным воздухом, а внутренний – с воздухом кондиционируемого помещения.

Работа кондиционера протекает следующим образом. Наружный воздух, засасываемый вентилятором, через жалюзи подается на охлаждение конденсатора и затем через жалюзи выбрасывается наружу. Поступающий воздух из помещений очищается в фильтре и вентилятором подается в испаритель холодильной машины. Охлажденный в испарителе воздух поступает в помещение.

Следовательно, кондиционер работает только в режиме охлаждения.

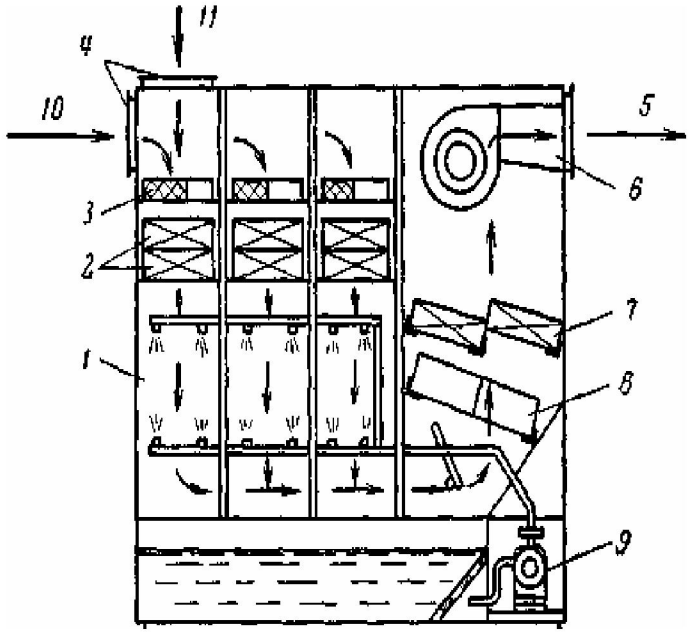


Рис. 14.9. Схема неавтономного кондиционера типа КНУ-7,5.

1 – камера орошения; *2* – калорифер первого подогрева; 3 – рамочный фильтр; *4* – воздушный клапан; *5* – подача воздуха в помещение; *6* – вентилятор; *7* – калорифер второго подогрева; *8* – каплеуловитель; *9* – насос; *10* – наружный воздух; *11* – рециркуляционный воздух.

Неавтономный кондиционер типа КНУ-7,5 предназначен для круглогодичного комфортного и технологического кондиционирования воздуха. Снабжение его тепло- и хладоносителем осуществляется от внешних центральных источников. Кондиционер КНУ-7,5 работает как на одном наружном воздухе, так и при рециркуляции воздуха из помещения. На сети наружного воздуха устанавливается утепленный

воздушный клапан, который включается и выключается автоматически. Обработка воздуха производится в следующей последовательности: смешивается наружный и рециркуляционный воздух и очищается в рамочных фильтрах от пыли. Затем воздух нагревается в калорифере первого подогрева, проходит термовлажностную обработку в камере орошения и догревается в калорифере второго подогрева до требуемых параметров. В кондиционере применяется пневматическая схема автоматического регулирования.

Автоматизация местных систем обычно сводится к двухпозиционному включению и отключению кондиционера или его теплообменников.

К достоинствам местных СКВ следует отнести: возможность быстрой установки и ввода в эксплуатацию в любых помещениях при небольшом объеме строительно-монтажных работ, возможность индивидуального регулирования температуры воздуха в помещении при меняющейся тепловой нагрузке. Недостатками местных систем являются повышенный шум в помещении, создаваемый вентиляторами и компрессорами холодильных машин, затруднения при обслуживании большого числа агрегатов, расположенных в различных помещениях, а также сравнительно короткий срок службы местных кондиционеров (7-10 лет), примерно в 2-3 раза меньший, чем для центральных СКВ.

14.6. Методы автоматического регулирования СКВ

В процессе эксплуатации установок кондиционирования воздуха имеют место изменения параметров наружного воздуха (температуры и относительной влажности). Тепло- и влаговыделения в помещениях также обычно колеблются. Поэтому установки должны быть оснащены устройством автоматического регулирования параметров воздуха внутри помещения.

Автоматика улучшает работу СКВ, повышает производительность труда обслуживающего персонала, сокращает эксплуатационные расходы, увеличивает срок службы оборудования, обеспечивает защиту установок кондиционирования воздуха от аварий осуществляет непрерывный контроль за их работой. Автоматическое регулирование поддерживает или устанавливает значение того или иного параметра какого-либо объекта без участия человека.

В системах кондиционирования воздуха регулируемыми величинами являются температура, влажность, давление и расход воздуха.

Выбор технологической схемы автоматического регулирования систем кондиционирования воздуха по виду используемой энергии (электрическая, пневматическая, гидравлическая) и по характеру действия (позиционное, пропорциональное, изодромное) определяется назначением систем, требуемой точностью поддержания параметров и экономической целесообразностью.

Приборы автоматического регулирования в кондиционирующих установках помимо поддержания параметров воздуха для комфортных условии и технологических процессов предназначаются также и для экономичности работы установки.

Установки кондиционирования воздуха снабжаются приборами автоматического регулирования для поддержания параметров состояния воздуха по времени. Регуляторы состоят из двух основных элементов - датчика, воспринимающего изменения регулируемого параметра воздуха и преобразующего их в импульсы, и исполнительного механизма, действующего в соответствии с полученным импульсом на регулируемый агент.

Импульсы от датчика передаются к исполнительным механизмам непосредственно или через промежуточный агент (сжатый воздух, жидкость или электрический ток). В технике кондиционирования воздуха качестве датчиков применяются терморегуляторы и влагорегуляторы. Исполнительные механизмы воздействуют на жалюзийные смесительные заслонки, клапаны, регулирующие подачу теплоносителя, трехходовой клапан для смешения воды и др.

Регулирование работы центральных кондиционеров обычно осуществляется по методу «точки росы», т. е. путем поддержания заданной температуры воздуха за оросительной камерой. Этот метод достаточно простой, однако несовершенный по энергетическим показателям из-за необходимости расхода теплоты на калориферы второго подогрева даже в тех случаях, когда энтальпия наружного воздуха выше энтальпии приточного

Применение же второй рециркуляции, когда часть рециркулируемого воздуха подают в кондиционер после оросительной камеры, не всегда возможно или по санитарно-техническим условиям, или из-за неподходящего направления луча процесса при изменении состояния воздуха в помещении.

Регулирование кондиционеров по оптимальным режимам, разработанное А. Я. Креслинем, позволяет во многих случаях избежать включения в работу калориферов второго подогрева и рационально

использовать теплоту рециркуляционного воздуха, что дает годовую экономию тепло- и хладоносителей в сравнении с регулированием по методу «точки росы».

В кондиционере, регулируемом по оптимальному режиму, часть воздуха, минуя оросительную камеру, проходит по обводному воздуховоду с регулирующим клапаном. Кондиционер имеет пять исполнительных механизмов, приводимых в действие от терморегулятора и влагорегулятора с датчиками, расположенными в кондиционируемом помещении.

Сложная система автоматического регулирования повышает ее стоимость, вследствие чего применять метод оптимальных режимов экономически целесообразно в крупных установках кондиционирования воздуха.

В последнее время получают распространение количественный и качественно-количественный методы регулирования. Первый метод регулирования предполагает снижение расхода воздуха. При регулировании по второму методу снижение расхода воздуха происходит до определенного минимума, после чего регулирование осуществляется качественным методом, т. е. путем изменения параметров приточного воздуха. Этот метод регулирования применяют, когда снижение расхода воздуха лимитируется санитарными нормами или при условии компенсации местных отсосов в помещении.

По проведенным исследованиям количественный и качественно-количественный методы регулирования дают экономию в расходе теплоты, холода и электроэнергии по сравнению с качественным методом регулирования. Однако в настоящее время эти методы еще не получили широкого распространения из-за отсутствия надежных методов расчета и малой аэродинамической устойчивости воздухоразводящей системы.

В качестве иллюстрации рассмотрим схему автоматического регулирования по методу «точки росы» однозональной прямоточной СКВ.

Регулирование температур «точки росы» и приточного воздуха осуществляется регуляторами температуры дилатометрического типа. Регулятор температуры для поддержания заданной температуры «точки росы» и холодный период с помощью клапана меняет подачу теплоносителя в калориферы второго подогрева, в теплый период воздействует на клапан, установленный по линии холодной воды. Регулятор температуры приточного воздуха управляет клапаном, обес-

печивающим нужный расход теплоносителя через калориферы второго подогрева.

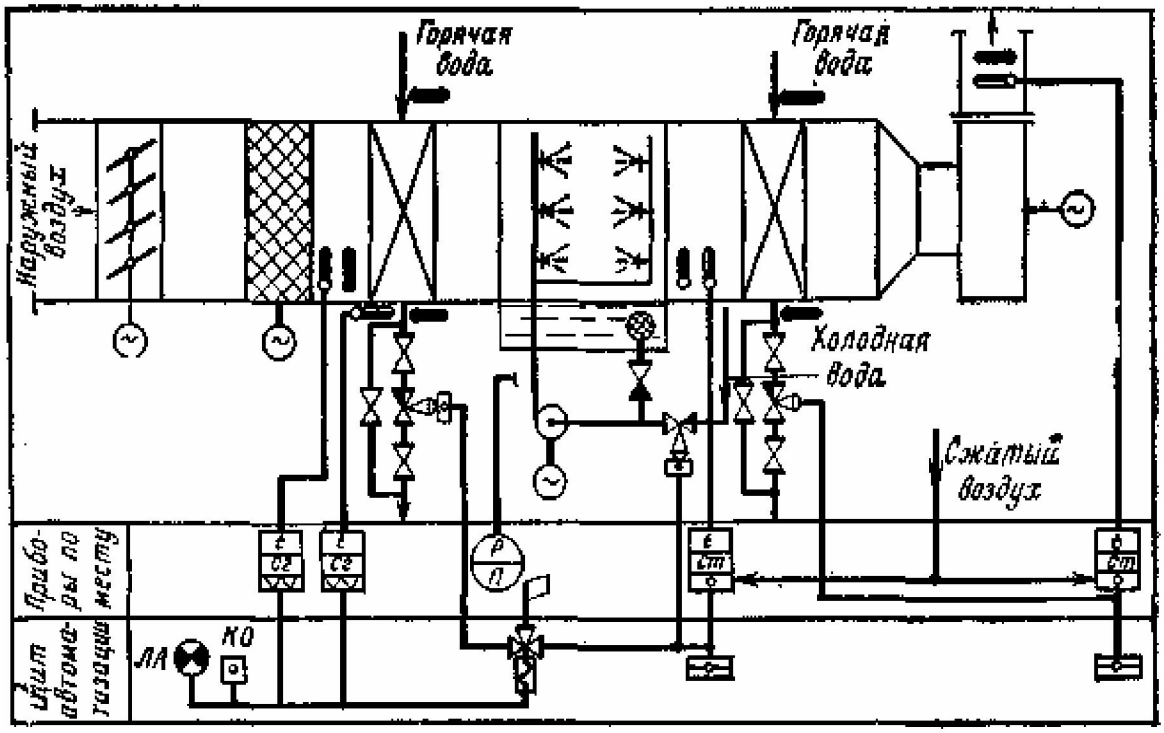


Рис. 14.10. Схема контроля и автоматического регулирования однозональной СКВ с пневмоавтоматикой.

Для защиты от замораживания калорифера первого подогрева применены дилатометрические датчики с электрическим сигнальным устройством, контролирующим температуры наружного воздуха и теплоносителя (воды), выходящего из калорифера. Контроль температуры воздуха по кондиционеру осуществляется ртутными стеклянными термометрами, контроль температуры и влажности в помещении - психрометром. Регулятор температуры приточного воздуха управляет клапаном. Ниже приводится пример теплового расчета секции подогрева центрального кондиционера.

Пример. Подобрать секцию первого подогрева в центральном кондиционере КТ-40 для следующих исходных данных:

G = 12,25 кг/с (44000 кг/ч); $t_{в1}$ = -10°С; $t_{в2}$ = 10°С;

τ_1 = 150° С; τ_2 = 70° С; $\rho_в$ = 1,293 кг/м^3;

$c_в$ = 1 ,008 кДж/(кг·К); $\rho_{воды}$= 951 кг/м^3; c = 4,19 кДж/(кг· К).

Решение. Предварительно принимаем секцию подогрева с обводным каналом из двух однометровых однорядных теплообменни-

ков, соединенных по воде последовательно. Для выбранного варианта имеем:

$f_{ж.с.} = 1{,}44$ м^2; $f_{тр} = 0{,}00152$ м^2; $F = 55{,}8$ м^2.

Массовая скорость воздуха:

$$(\upsilon \cdot \rho) = \frac{G}{f_{ж.с}} = \frac{12{,}25}{1{,}44} = 8{,}5, \quad \text{кг/(м}^2\cdot\text{с)}$$

Расход теплоты в воздухоподогревателе:

$$Q = G \cdot c_в (t_{в2} - t_{в1}) = 12{,}25 \cdot 1{,}008(10 + 10) \cdot 10^3 247000, \quad \text{Вт}$$

Расход греющей воды:

$$G_{воды} = \frac{Q}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} = \frac{247000}{1000 \cdot 4{,}19(150 - 70)} = 0{,}74, \quad \text{кг/с}$$

Скорость воды в трубках воздухонагревателя:

$$w = \frac{G_{воды}}{\rho_{воды} \cdot f_{тр}} = \frac{0{,}74}{951 \cdot 0{,}00152} = 0{,}512, \quad \text{м/с}$$

Коэффициент теплопередачи воздухоподогревателя:

$$k = B \cdot (\upsilon \cdot \rho)^n \cdot w^p = 17{,}5 \cdot 8{,}5^{0{,}473} \cdot 0{,}512^{0{,}136} = 42{,}5, \quad \text{Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$$

Поверхность нагрева воздухоподогревателя:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = \frac{247000}{\left[42{,}5 \cdot (150 + 70)/2 - (10 + 10)/2\right]} = 52{,}6, \quad \text{м}^2$$

Запас в поверхности нагрева:

$$\Delta F = \frac{(55{,}8 - 52{,}6)}{52{,}6 \cdot 100} = 5{,}7\%$$

Гидравлическое сопротивление воздухоподогревателя со стороны воздуха:

$$\Delta p = b \cdot (\upsilon \cdot \rho)^q = 1{,}54 \cdot 8{,}5^{1{,}86} = 83 \text{ Па}$$

где B, n, p, b – коэффициенты, зависящие от модели калорифера.

15. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КТ И ИХ РАСЧЕТ

15.1. Типовые секции кондиционеров

Как отмечалось выше, в системах кондиционирования производятся тепловлажностная обработка воздуха и его очистка. Необходимое для этого оборудование обычно располагается в корпусе центральных кондиционеров, которые собираются из типовых секций и камер – металлических или железобетонных. Типовые секции подразделяются на рабочие (технологические) и вспомогательные (конструктивные). В рабочих секциях осуществляются определенные операции обработки, перемещения или изменения расхода воздуха.

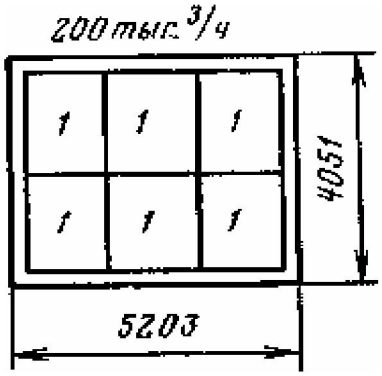


Рис. 15.1. Пример компоновки базовой секции кондиционера КТ по поперечному сечению.

К ним относятся секции подогрева, поверхностные воздухоохладители, оросительные камеры, воздушные фильтры, вентиляторные агрегаты, воздушные клапаны. Вспомогательные секции предназначены для обслуживания, ремонта или соединения рабочих секций и выполнения таких операций, как поворот, смешение и распределение воздушных потоков. К вспомогательным секциям относятся камера обслуживания, смесительная камера, поворотная и присоединительные секции.

Центральные секционные кондиционеры типа КТ, выпускаемые харьковским заводом «Кондиционер», снабжены унифицированным типовым оборудованием – базовыми секциями с размерами: шириной 1655 мм, а высотой 2000 и 2500 мм. Пропускная способность каждой секции составляет соответственно 30 и 40 тыс. $м^3$/ч. На базе этих сек-

ций изготовляют типовые кондиционеры производительностью (округленно) 30, 40, 60, 120, 160, 200 и 250 тыс. м^3/ч.

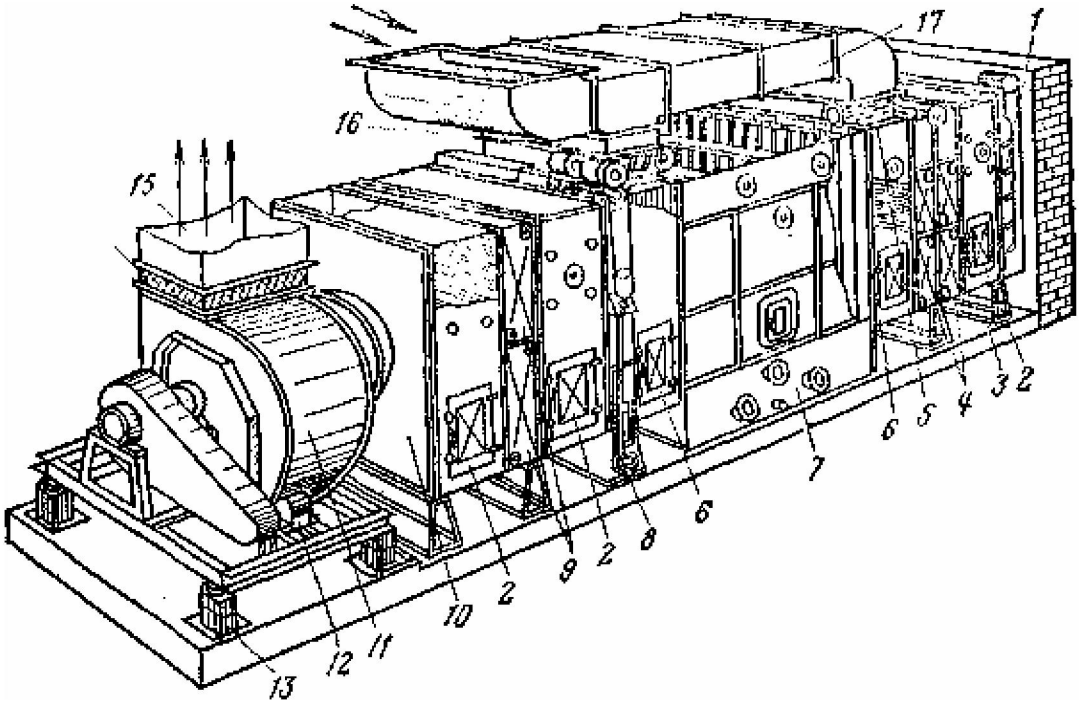


Рис. 15.2. Общий вид центрального кондиционера из типовых секций.

1 – приемный клапан; *2* – секция обслуживания; *3* – подставка; *4* – секция калориферов первого подогрева; *5* – проходной клапан; *6* – смесительная секция; *7* – камера орошения; *8* – секция масляных фильтров; *9* – секция калориферов второго подогрева; *10* – переходная секция к вентилятору; *11* – вентиляционная установка; *12* – электродвигатель; *13* – виброамортизаторы; *14* – гибкая вставка; *15* – воздуховод приточного воздуха; *16* – воздуховод второй рециркуляции воздуха; *17* – воздуховод первой рециркуляции воздуха.

В продольном сечении кондиционер представляет собой ряд последовательно соединенных секций.

15.2. Секции подогрева

Воздухонагреватели центральных кондиционеров КТ комплектуются из базовых одно-, двух- и трехрядных (по числу рядов нагревательных элементов) теплообменников высотой 1000 и 1500 мм. Нагревательные элементы выполняются из оцинкованных стальных труб диаметром 22×2 мм со спиральнонавивной стальной лентой шириной

10 мм, толщиной 0,4 мм и с шагом оребрения 4 мм. Секции предназначены для подогрева воздуха горячей водой с температурой до 150 °С или паром с избыточным давлением до 0,6 МПа.

На рис.15.3. приведена секция подогрева с обводным каналом и однорядным базовым теплообменником.

При выборе необходимых к установке секций подогрева центральных кондиционеров КТ следует провести поверочный тепловой расчет воздухоподогревателей. Методика расчета в целом такая же, как и для калориферов систем вентиляции. Ниже приводятся лишь некоторые положения, которые следует учитывать при тепловых расчетах секций подогрева кондиционеров КТ.

Поверочный тепловой расчет секций подогрева упрощается из-за наличия унифицированных схем компоновки базовых теплообменников и их обвязки трубопроводами для различных типов кондиционеров.

По заданному расходу воздуха выбирают тип кондиционера (КТ-30, КТ-40 и т. д.) и компоновку базовых теплообменников. Таким образом, находят площади сечения для воздушного и водяного потока в воздухоподогревателе. Затем определяют массовую скорость воздуха, линейную скорость греющей воды, коэффициент теплопередачи и необходимую поверхность нагрева воздухоподогревателя.

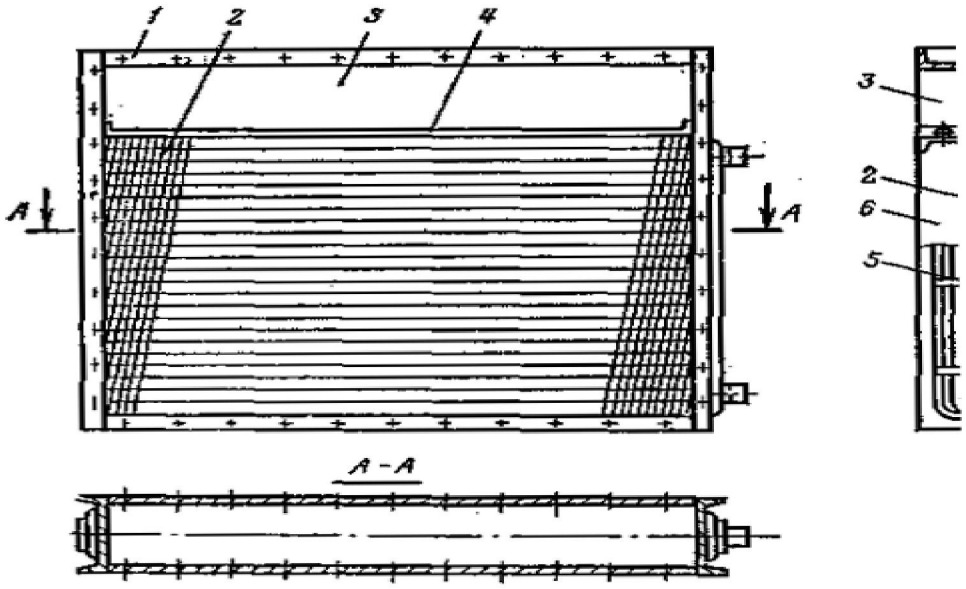


Рис. 15.3. Секция подогрева воздуха.

1 – каркас секции; *2* – нагревательный элемент; *3* – обводной канал; *4* – крышка; *5* – перегородка; *6* – трубная решетка.

15.3. Поверхностные воздухоохладители

В центральных кондиционерах для охлаждения воздуха кроме камер орошения применяются поверхностные воздухоохладители, питаемые холодной водой. Поверхностные неорошаемые воздухоохладители для кондиционеров типа КГ, так же как и секции подогрева, комплектуются из базовых двух- и трехрядных стальных теплообменников.

Промышленностью выпускаются орошаемые поверхностные воздухоохладители. Орошаемые охладители состоят из однорядной форсуночной камеры, работающей на рециркуляционной воде, и поверхностных теплообменников. На рис. изображена конструкция типового поверхностного орошаемого воздухоохладителя.

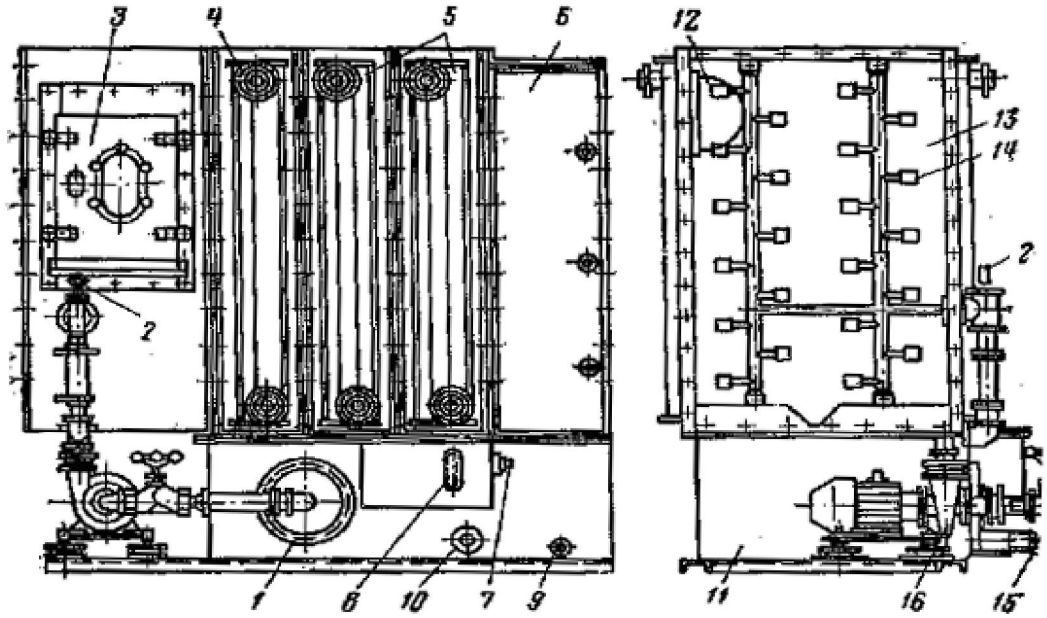


Рис. 15.4. Типовой поверхностный орошаемый воздухоохладитель.

1 – фильтр для очистки воды; *2* – манометр; *3* – герметическая дверка; *4* – трехрядный теплообменник; *5* – двухрядный теплообменник; *6* – каплеуловитель; *7* – труба для подпитки; *8* – водомерное стекло; *9* – труба для слива; *10* – труба для перелива; *11* – поддон; *12* – светильник; *13* – оросительная камера; *14* – форсунки; *15* – вентиль для регулирования давления воды в форсунках; *16* – рециркуляционный насос.

Избыточное давление воды в теплообменниках должно быть не более 0,6 МПа, а перед форсунками – около 0,12-0,15 МПа. Скорость

хладоносителя в трубках воздухоохладителя принимают от 0,5 до 1,2 м/с.

Поверхностные воздухоохладители имеют ряд преимуществ по сравнению с оросительными камерами: возможность сухого охлаждения воздуха до любой температуры выше точки росы в зависимости от температуры хладагента, применение последнего с температурой замерзания ниже нуля, упрощение схемы хладоснабжения, выполняемой по закрытой схеме, возможность использования в зимний период воздухоохладителей в качестве секций подогрева.

15.4. Оросительные камеры

Оросительные камеры представляют собой устройства, в которых происходит термовлажностная обработка воздуха, разбрызгиваемой водой, для сообщения ему заданных температуры и влажности.

На рис.15.5 приведена принципиальная схема двухрядной оросительной камеры центрального кондиционера.

Воздух, поступающий в камеру, подвергается обработке мелко распыленной в форсунках водой. В зависимости от температуры последней воздух приобретает нужные параметры. Вода собирается в поддон и, пройдя через фильтры, целиком или частично (в зависимости от периода года) поступает к циркуляционному насосу. Подпиточное устройство с помощью шарового клапана поддерживает нужный уровень воды в поддоне, а избыток ее через переливную трубу стекает в сборный бак.

Отечественными заводами выпускаются двухрядные камеры орошения на номинальную производительность 10, 20, 40, 60, 80, 120, 160, 200 и 250 тыс. $м^3$/ч.

На рис. 15.5 изображена конструктивная схема оросительной камеры кондиционера КТ-250 с обозначениями входящих в нее элементов. Для распыления воды в камере применяются центробежные тангенциальные форсунки типа У-1 латунные или пластмассовые с подводящим каналом диаметром 7 мм и выпускными отверстиями диаметром 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6 мм . Вода проходит по каналу форсунки и поступает по касательной в цилиндрическую камеру, где получает вращательное движение. Выходя из отверстия, струя воды за счет действия центробежных сил распадается на мельчайшие капли. На 1 $м^2$ поперечного сечения камеры принимается по 18 или 24 форсунок в каждом ряду. Факелы распыления воды первого ряда форсунок направлены по движению воздуха, второго – против движения.

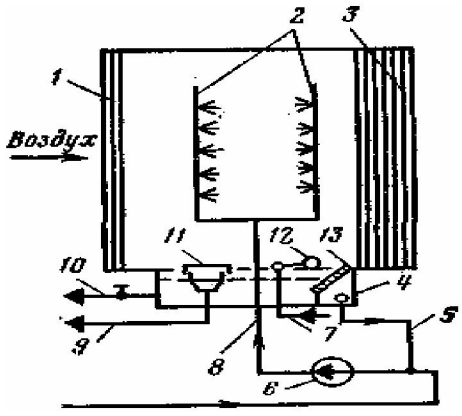


Рис. 15.5. Принципиальная схема оросительной камеры.

1 – воздухораспределитель; *2* – стояки с форсунками; *3* – каплеуловитель; *4* – поддон; *5*, *7-10* – трубопроводы; *6* – циркуляционный насос; *11* – переливное устройство; *12* – шаровой клапан; *13* – фильтр для воды.

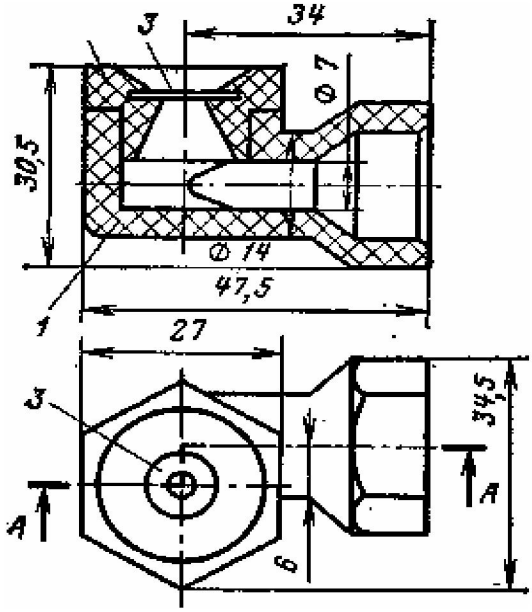


Рис. 15.6. Тангенциальная (угловая) форсунка типа У-1.

1 – капроновый корпус; *2* – капроновая пробка; *3* – латунная шайба с выходным отверстием.

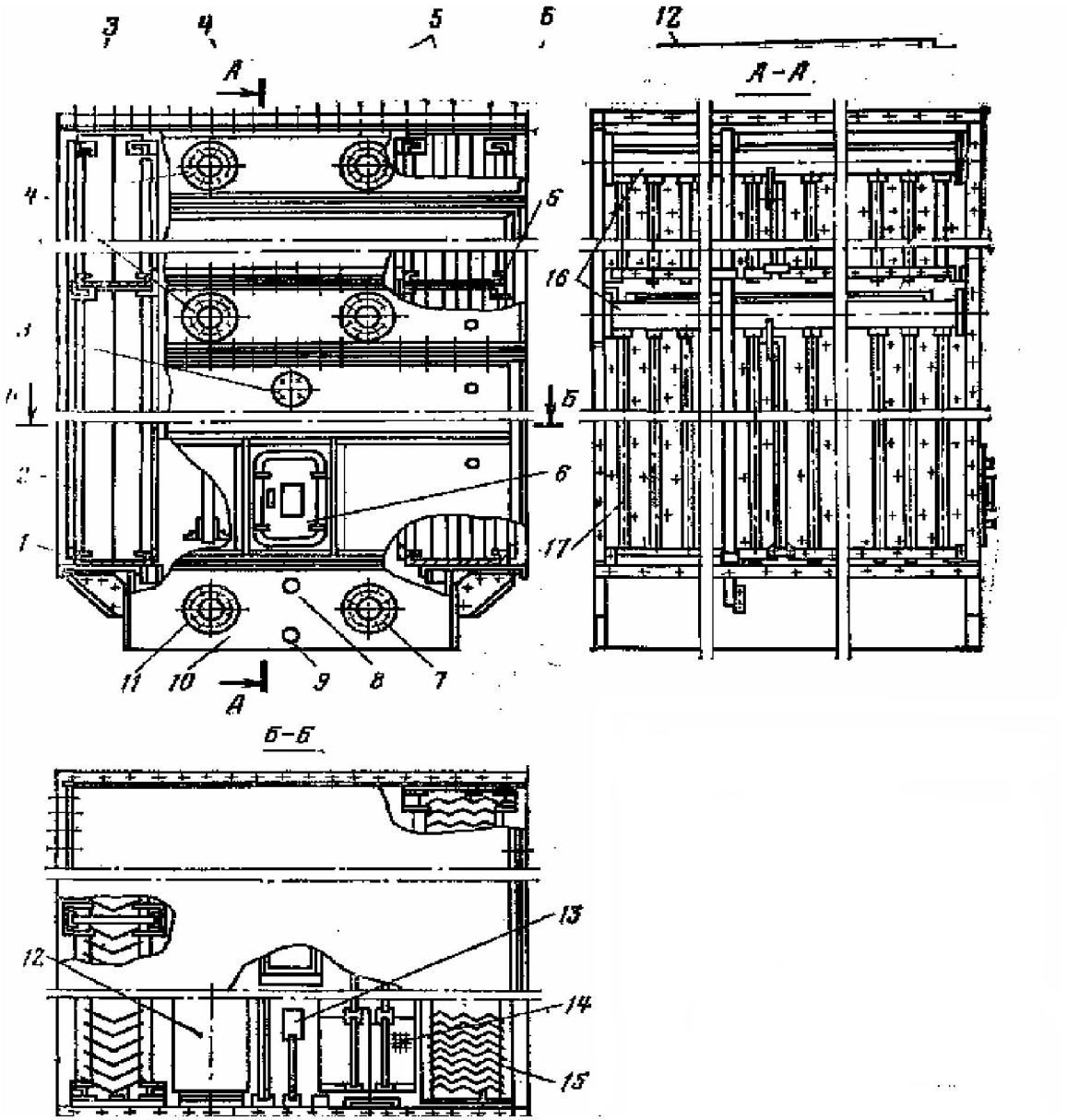


Рис. 15.7. Оросительная камера кондиционера КТ-250

1 – поддон воздухоохладителя; *2* – воздухораспределитель; *3* – установки для электросветильника; *4* – подвод воды к коллекторам; *5* – поддон каплеуловителей; *6* – дверка со смотровым окном; *7* – трубопровод к насосу; *8* – подвод воды к шаровому клапану; *9* – слив воды; *10* – поддон камеры; *11* – переливной трубопровод; *12* – переливное устройство; *13* – шаровой клапан; *14* – фильтр для воды; *15* – каплеуловитель; *16* – коллекторы для подвода воды к стоякам; *17* – стояки с форсунками.

Производительность форсунки $g_ф$, кг/с, в зависимости от давления воды перед ней и диаметра выпускного отверстия определяется по формуле:

$$g_ф = 1{,}18 \cdot 10^{-3} \cdot p_ф^{0,48} \cdot d_o^{1,38} \qquad (15.1)$$

где $p_ф$ – избыточное давление воды перед форсункой, кПа; d_0 – диаметр выпускного отверстия, мм.

Избыточное давление воды перед форсунками следует принимать в пределах 120-150 кПа.

Количество форсунок, устанавливаемых в камере орошения:

$$n = \frac{k \cdot W}{g_ф} \qquad (15.2)$$

где W – расчетное количество воды, распыляемой в камере; $g_ф$ – производительность форсунки; k – коэффициент запаса, учитывающий засорение форсунок (k = 1,1-1,2) .

Расчет одноступенчатых камер орошения. Тепловой баланс камеры орошения при отсутствии потерь теплоты в окружающую среду

$$G(I_1 - I_2) = W(t_{в.к.} - t_{в.н}) \cdot c \qquad (15.3)$$

откуда

$$B = \frac{W}{G} = \frac{(I_1 - I_2)}{(t_{в.к.} - t_{в.н}) \cdot c} \qquad (15.4)$$

где c – теплоемкость воды, кДж/(кг·К); G – количество воздуха, проходящее через камеру орошения, кг/с; I_1 и I_2 – начальная и конечная энтальпии обрабатываемого воздуха, кДж/кг; $t_{в.н}$ и $t_{в.к}$ – начальная и конечная температура воды, °С; B – коэффициент орошения воздуха, кг/кг.

Коэффициент эффективности теплообмена в камере орошения E:

для политропного процесса с понижением энтальпии воздуха (теплый период года)

$$E_1 = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_{вн}} \qquad (15.5)$$

для процесса адиабатного увлажнения воздуха (холодный период года)

$$E_A = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{м1}} \qquad (15.6)$$

где $t_{с1}$ и I_1 – соответственно температура, °С, и энтальпия воздуха, поступающего в камеру орошения, кДж/кг; $t_{с2}$, I_2 – то же выходящего из камеры; $t_{м1}$ – температура воздуха по мокрому термометру при входе в оросительную камеру, °С; $I_{в.н.}$ – энтальпия насыщенного воздуха, кДж/кг, при начальной температуре воды $t_{в.н}$, подаваемой в камеру.

15.5. Воздушные фильтры

Воздушные фильтры предназначены для очистки воздуха от пыли. В типовых центральных кондиционерах широко применяются масляные самоочищающиеся фильтры.

Масляные самоочищающиеся фильтры кондиционеров состоят из двух бесконечных непрерывно движущихся металлических сеток (фильтровальных панелей), смоченных минеральным или висциновым маслом. Сетки натянуты между двумя валами. Верхний – ведущий, приводится во вращение электродвигателем с помощью редуктора. Первая по ходу воздуха сетка движется со скоростью 16 см/м, вторая – в 2 раза медленнее. Частицы пыли, проходя с воздухом через сетки, прилипают к ним, а затем во время прохождения через бак смываются и оседают на дне, откуда шнеком отводятся в шламосборник. На рис. изображена принципиальная схема масляного самоочищающегося фильтра и указаны его основные узлы.

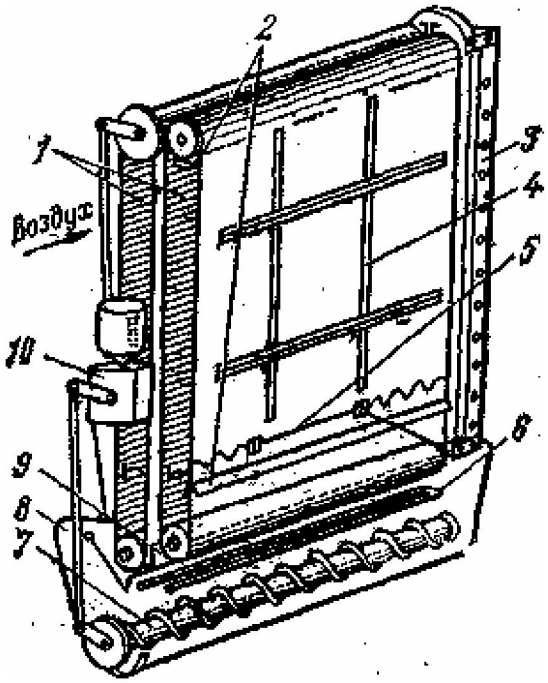


Рис. 15.8. Принципиальная схема масляного самоочищающегося фильтра.

1 – металлическая сетка; *2* – маслосъемник; *3* – стойки каркаса фильтра; *4* – ограничители парусности; 5 – натяжное устройство; *6* – змеевик для подогрева масла; *7* – шнек для очистки бака от шлама; *8* – бак для масла; *9* – промыватель; *10* – привод фильтрующих сеток.

Удельная воздушная нагрузка фильтра составляет w = 10000 $м^3/(м^2 \cdot ч)$, а максимальное сопротивление по воздуху – около 100 $Н/м^2$. Фильтры просты в эксплуатации, но требуют периодической смены масла в баке.

Последнее время масляные фильтры начинают заменять воздушными, сухими (фильтры типов ФРУ и ФР-2). Па рис. показан фильтр ФР-2, состоящий из каркаса (корпуса) и неподвижной решетки, на которую укладывается вручную в виде глубоких складок чистый фильтрующий материал из синтетических волокон. Этот материал после запыления сматывается в рулон на катушку с помощью электропривода. Начальное сопротивление фильтра по воздуху составляет 60 $Н/м^2$, предельное 300 $Н/м^2$. После очистки фильтрующий материал может быть использован вновь.

Рулонные фильтры предназначены для очистки воздуха от пыли в условиях среднегодовой запыленности воздуха до 1 $мг/м^3$ и кратковременной запыленности – до 10 $мг/м^3$.

С 1980 г. завод «Кондиционер» приступил к изготовлению центральных агрегатированных кондиционеров общепромышленного назначения типа КТЦ. Эти кондиционеры имеют такую же производительность, как и кондиционеры типа КТ, но выпускаются с применением одно- и двухрядных камер орошения, вентиляторов одностороннего и двустороннего всасывания, а также с вариантами размещения секций второго подогрева вне и внутри агрегата.

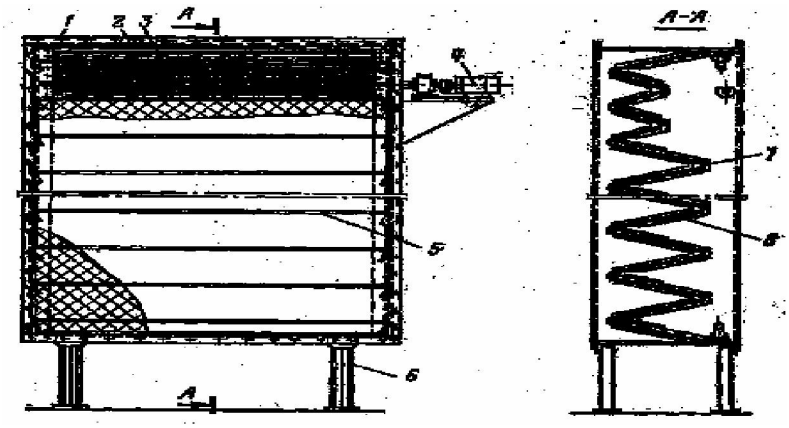


Рис. 15.9. Фильтр рулонный с объёмным нетканым фильтрующим материалом.

1 – каркас; *2* – прижимы; *3* – катушки; *4* – электропривод; *5* – толкатель; *6* – подставка; *7* – опорная решетка; *8* – фильтрующий материал.

16. ЗАЩИТА ОТ ШУМА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ

16.1. Источники шума, его распространение и вредное влияние на человека

Звук представляет собой волновое движение упругой среды и воспринимается органом слуха при воздействии звуковых волн в диапазоне частот от 16 до 20000 Гц. Звуковая волна характеризуется колебательной скоростью, звуковым давлением и интенсивностью. Частота колебаний звуковой волны измеряется в герцах (1 Гц равен одному колебанию, в секунду), уровень звукового давления L – в децибелах (дБ). Значение L, дБ, определяют по формуле

$$L = 20 \cdot \lg\left[\frac{p_{ср}}{p_0}\right], \qquad (16.1)$$

где $p_{ср}$ – среднеквадратичное значение звукового давления, Па; $p_0=2\cdot10^{-5}$ – пороговое значение звукового давления, Па.

Уровень звукового давления в октавных полосах измеряется шумомером по шкале С в децибелах, а общий уровень звука – по шкале А в дБА (децибел А). Изменение амплитуд составляющих шума в зависимости от частоты колебаний называется спектром шума. При определении спектра необходимо указывать ширину частотных полос. Обычно применяются октавные полосы, т. е. полосы частот, в которых верхняя граничная частота в 2 раза, а среднегеометрическая в 1,41 раза больше нижней.

Весь слышимый диапазон разделяют на восемь октавных полос со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц. По характеру спектра шум различается на низкочастотный, среднечастотный и высокочастотный с соответственными максимумами звукового давления в области частот: ниже 300 Гц, 300-800 Гц и более 800 Гц. Под шумом понимают всякого рода звуки, нарушающие тишину или мешающие восприятию полезных звуков, а также звуки, оказывающие вредное или раздражающее действие на организм человека.

Длительное воздействие шума вызывает необратимое изменение в органах слуха.

Санитарными нормами устанавливаются допустимые уровни звукового давления, создаваемого в помещениях установками конди-

ционирования воздуха и механической вентиляции Источниками шума систем кондиционирования воздуха и механической вентиляции являются работающие механизмы – вентиляторы, электродвигатели, холодильные машины (в местных кондиционерах), воздухорегулирующие и воздухораспределительные устройства, а также элементы сети воздуховодов (разветвления, повороты, изменение поперечного сечения и др.). Шум, создававамый вентилятором, передается по воздуховодам и проникает через приточные и вытяжные решетки в помещения или в окружающую атмосферу. Распространение воздушного шума происходит также через ограждающие конструкции, отверстия и щели в них. Кроме того, в строительных конструкциях зданий возникают колебания в слышимом диапазоне частот от динамических нагрузок, создаваемых работающими вентиляционными установками. В соответствии с нормативными данными снижение шума необходимо в тех случаях, когда в помещении октавный уровень звукового давления, (в любой октавной полосе) больше допустимого на 3 дБ.

16.2. Методы снижения шума

Общими мероприятиями, позволяющими снизить уровень звукового давления в помещении до требуемого санитарными нормами, являются: применение более совершенных с акустической точки зрения оборудования (вентиляторы, кондиционеры) и коммуникации (воздушные каналы, воздухораспределительные устройства), выбор рационального режима работы вентилятора, размещение вентиляционного оборудования вне рабочего помещения, ограничение скорости движения в воздуховодах, звукоизоляция кондиционеров и воздуховодов, применение в помещениях звукопоглощающей облицовки и других звукопоглотителей, а в ряде случаев установка в системах кондиционирования воздуха специальных шумоглушителей.

Наиболее значительные шумы (аэродинамические и механические) возникают в вентиляторе. Аэродинамический шум является преобладающим и вызывается периодическими пульсациями давления, создаваемыми вращающимися лопатками и турбулентным движением потока. Механический шум возникает в результате вибрации стенок кожуха вентилятора, в подшипниках, в передаточном устройстве от электродвигателя к вентилятору. Снижению шума в вентиляторных установках способствуют следующие мероприятия: применение центробежных вентиляторов с лопатками загнутыми назад, а также осевых вентиляторов; установка вентилятора на виброизолирую-

щем основании; замена подшипников качения подшипниками скольжения; тщательная балансировка рабочего колеса вентилятора; непосредственное соединение вентилятора с электродвигателем или соединение через клиноременную передачу; применение мягких вставок между вентилятором и воздуховодом; снижение окружной скорости рабочего колеса до 25-30 м/с; поддержание режима работы вентилятора, близкого к режиму максимального КПД (с отклонением не более чем на 10%). При проведении акустических расчетов следует учитывать снижение уровней звуковой мощности в вентиляционной сети при прохождении воздуха от вентилятора к приточной решетке. Затухание шума в каналах происходит за счет трения воздуха о стенки, потерь в местных сопротивлениях, частичного поглощения шума ограждающими конструкциями. Значения различных потерь принимаются по справочным данным, полученным опытным путем для всех октавных полос.

Звукопоглощающие материалы и конструкции, применяемые в системах кондиционирования воздуха и механической вентиляции, помимо своего основного назначении должны удовлетворять ряду требований, связанных с конкретными условиями их работы.

Так, в приточных вентиляционных системах применяют звукопоглощающие материалы, не выделяющие пыль, например винипор полужесткий, супертонкое волокно базальтовое или стеклянное. В вытяжных вентиляционных системах применяются минеральноватные полужесткие плиты, а также мелкофракционный керамзит. Звукопоглощающие материалы, находящиеся в пожароопасных помещениях, не должны быть горючими. В звукопоглощающих конструкциях сыпучие и волокнистые материалы должны применяться в сочетании с защитными «акустически прозрачными» оболочками, которые практически не ухудшают звукопоглощающих свойств материала. Такими оболочками могут служить некоторые ткани – павиол марки «Авиапол», перфорированные листы или сетки, выполненные из металла или пластмасс.

Глушители шума. В системах кондиционирования воздуха и механической вентиляции для снижения шума, распространяющегося по каналам, обычно применяют трубчатые, пластинчатые и камерные глушители, а также облицовку воздуховодов и поворотов изнутри звукопоглощающими материалами.

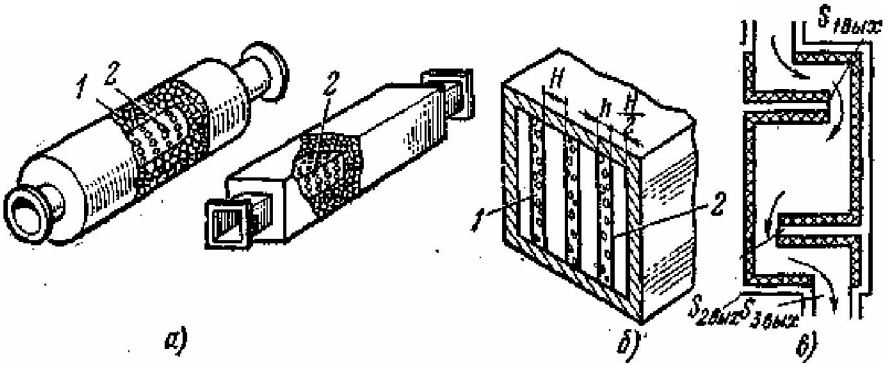


Рис. 16.1. Схемы глушителей. *1* – звукопоглощающий материал; *2* – сетка или перфорированная оболочка;

а – трубчатый; *б* – пластинчатый; *в* – камерный.

На рис. приведены схемы различных конструкций глушителей со звукопоглощающим материалом – трубчатые глушители, выполненные в виде полностью облицованных каналов круглого или прямоугольного сечения; пластинчатые или щитовые глушители, представляющие собой набор параллельно и равномерно расположенных в канале пластин, заполненных звукопоглощающим материалом; камерные глушители. Выбор конструкций глушителей определяется размером воздуховода, допускаемой скоростью воздушного потока и требуемым снижением октавных уровней звукового давления. Размеры шумоглушащих устройств определяют по значениям требуемого снижения шума, полученным акустическим расчетом, и по необходимой площади свободного сечения глушителя.

17. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

17.1. Состав испытаний и их подготовка

После окончания монтажа и перед приемкой систем вентиляции и кондиционирования воздуха производятся предпусковые испытания, в процессе которых осуществляется и регулировка систем.

Предпусковые испытания необходимы для всех санитарно-технических систем. Для систем вентиляции и кондиционирования воздуха они приобретают особое значение, а их объем и сложность больше, чем в других системах. Это объясняется тремя основными причинами:

1) большим количеством различного, иногда довольно сложного, оборудования, установленного в данных системах, и разнообразием происходящих в них физических процессов;

2) неточностью некоторых инженерных методов расчета, используемых в настоящее время при проектировании систем вентиляции и кондиционирования воздуха;

3) необходимостью наладки и регулировки систем из условий работы в режимах, отличных от принятого в расчете при проектировании.

Кроме того, следует считаться с часто встречающейся неопределенностью в исходных данных, принятых в проекте, и, наконец, обоснованными отступлениями от проекта, сделанными по тем или иным причинам в процессе монтажа.

Состав и характер испытаний, а также регулировки систем вентиляции и кондиционирования воздуха определяется многими факторами, зависящими как от самих выполненных систем вентиляции и кондиционирования воздуха, так и от назначения объекта, его строительных и технологических характеристик. Поэтому в каждом отдельном случае организация испытаний и методика их проведения может иметь те или иные отличительные особенности.

Мы остановимся здесь на тех положениях, которые являются обязательными для всех случаев проведения испытаний и составляют основу этих испытаний. (Указания по проведению испытаний систем вентиляции и кондиционирования воздуха содержатся в СНиП 41-01-2003.)

Общая цель испытаний – проверка эффективности работы не только систем вентиляции и кондиционирования воздуха в целом, но

и всего установленного в этих системах оборудования, а также всех средств автоматики и управления системами. Порядок проведения испытаний автоматики рассматривается в курсе «Автоматизация санитарно-технических систем». Этими испытаниями руководят специалисты по автоматике.

В итоге должно быть установлено соответствие выполненных систем проекту и своему основному назначению. Для того чтобы добиться такого соответствия, в большинстве случаев приходится производить наладку и регулировку систем в целом и установленного в системах оборудования. Поэтому наладочные работы мы считаем составной и важнейшей частью испытаний.

Испытания следует разделить на два основных этапа.

I этап – испытания оборудования и отдельных элементов систем вентиляции и кондиционирования воздуха (индивидуальные испытания).

II этап – испытания на санитарно-гигиенический эффект систем в целом, а если на объекте несколько систем и не исключено при работе влияние одной системы на другую, – то и совместные испытания одновременно работающих систем (комплексные испытания).

Испытания, относящиеся к I этапу, можно назвать предпусковыми, или предпусковой наладкой, а ко II этапу – испытаниями на эффект действия системы.

Работы по наладке на I этапе производятся обычно силами монтажной организации, хотя для выполнения некоторых видов особо сложных наладочных работ могут привлекаться специализированные наладочные организации.

I этапу испытаний должно предшествовать предварительное обследование смонтированных систем вентиляции и кондиционирования воздуха с целью выявления всех дефектов монтажа. В процессе обследования должно быть также определено соответствие проекту основных элементов систем.

Укажем, на что нужно обращать особое внимание при проведении обследования.

Сеть воздуховодов. Проверяется соответствие проекту трассировки и основных размеров воздуховодов, наличие и правильность расположения люков для установки измерительных приборов, соответствие проекту конструкции, расположения и размеров устройств для распределения и вытяжки воздуха (включая душирующие насадки и местные отсосы). Кроме того, проверяется плотность всех соеди-

нений воздуховодов, устанавливается наличие или отсутствие механических повреждений и засорений. Большое внимание обращается на соответствие проекту мест расположения на воздуховодах запорно-регулирующих устройств (герметических клапанов, шиберов, дроссель-клапанов, обратных клапанов и др.). Проверяется доступность и удобство управления этими устройствами, а также возможность контроля за их положением (открыто, закрыто, не полностью открыто).

Калориферные установки и поверхностные воздухоохладители. Проверяется соответствие проекту типов установленного оборудования и схем присоединенных трубопроводов с тепло- и холодоносителем. Устанавливается состояние оребрения и обводных каналов, плотность соединения калориферов и воздухоохладителей с воздуховодами, наличие необходимых контрольно-измерительных приборов, наличие или отсутствие загрязнений.

Вентиляторные установки (вентиляционные агрегаты). Проверяется соответствие проекту установки вентиляторов и электродвигателей, а также способа их соединения. Проверяется также надежность закрепления вентилятора и электродвигателя к основанию, правильность направления вращения рабочего колеса и качество его балансировки. Большое внимание обращается на состояние лопастей рабочего колеса, величину зазора между рабочим колесом центробежного вентилятора и всасывающим патрубком, а также лопатками рабочего колеса и обечайкой осевого вентилятора. В случае клиноременной передачи проверяется параллельность осей шкивов, количество и натяжение ремней.

Центральные и местные кондиционеры. Проверяется правильность установки основного оборудования, а также схемы присоединенных воздуховодов и трубопроводов. В форсуночных камерах особое внимание обращается на число установленных форсунок и на устранение засорения, если оно имеет место. Проверяется состояние сепараторов, наличие и исправность фильтров для воды и переливного устройства.

Масляные фильтры. В самоочищающихся масляных фильтрах проверяется состояние сетчатых шторок, наличие масла в ванне, правильность работы электропривода, направление и скорость движения шторок, герметичность разделки между панелями, а также между панелями и строительными конструкциями.

В масляных ячейковых фильтрах проверяется плотность заполнения, смоченность заполнителя маслом, плотность сопряжения ячеек фильтра с установочной рамкой.

Пылеотделители (циклоны, инерционные пылеотделители). Тщательно проверяется герметичность всех основных частей пылеотделителей. В инерционных пылеотделителях большое внимание уделяется качеству изготовления и правильности установки конусных колец.

На все выявленные при обследовании отступления от проекта и все дефекты монтажа составляются дефектные ведомости. К началу проведения предпусковых испытаний все дефекты должны быть устранены. Кроме того, перед началом испытаний должны быть намечены места установки приборов и выбран тип приборов для замеров различных величин в процессе проведения испытаний.

17.2 Испытания, наладка оборудования и отдельных элементов систем (предпусковые испытания)

В процессе этого этапа испытаний решаются следующие задачи:

а) проверяется, в дополнение к предварительному обследованию, техническое состояние элементов систем путем проведения соответствующих частных испытаний;

б) делаются необходимые замеры величин, характеризующих работу установленного в системе оборудования;

в) осуществляется наладка оборудования с целью получения проектных характеристик.

Остановимся на испытаниях и наладке основных видов оборудования и элементов систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Все измерения, осуществляемые в процессе испытаний, наладки и регулировки этих систем производятся приборами и по правилам, известным из курса «Контрольно-измерительные приборы».

Вентиляторные установки (вентиляционные агрегаты). В результате испытания вентиляторной установки должно быть определено количество перемещаемого воздуха (расход) и давление, создаваемое вентилятором при работе на данную сеть. Во время испытания все установленные на сети запорно-регулирующие устройства, а также приточные и вытяжные отверстия должны находиться в полностью открытом состоянии.

Кроме величины расхода воздуха и давления, создаваемого вентилятором, замеряется фактическое число оборотов рабочего колеса вентилятора.

Укажем, что расход воздуха, перемещаемого вентилятором, должен определяться во всасывающей (до вентилятора) и нагнетательной (после вентилятора) линиях. При этом расхождение в расходах воздуха до и после вентилятора не должно превышать 5%. Производительность вентилятора принимается равной полусумме этих расходов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теплоснабжение и вентиляция. Курсовое и дипломное проектирование / Б.М. Хрусталёв [и др.]; под ред. проф. Б.М. Хрусталёва. – 3-е изд. – Москва: АСВ, 2008. – 784 с.
2. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – Взамен СНиП 2.04.05-91; введ. 2004–01–01. – Москва : Государственный комитет Российской Федерации по строительству и жилищно-коммунальному комплексу; Москва : Изд-во стандартов, 2004. – 49 с.
3. СНБ 4.02.01-03. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – Взамен СНиП 2.04.05-91; введ. 2003-12-30. – Минск : Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь; Минск : Минстройархитектуры, 2004. – 78 с.
4. СНБ 2.04.02-2000. Строительная климатология. – Взамен СНиП 2.01.01-82; введ. 2000-12-8. – Минск : Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь; Минск : Минстройархитектуры, 2001. – 37 с.
5. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – Взамен СНиП 2.01.01-82; введ. 2000-01-01. – Москва : Госстрой России; Москва : Изд-во стандартов, 2000. – 67 с.
6. СНБ 2.04-97. Строительная теплотехника. – Взамен СНБ 2.01.01-93; введ. 1997-12-24. – Минск : Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь; Минск : Минстройархитектуры, 1998. – 32 с.
7. СНБ 2.04.05-98. Естественное и искусственное освещение. – Взамен СНиП II-4-79; введ. 1998-07-01. – Минск : Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь; Минск : Минстройархитектуры, 1998. – 46 с.
8. СНиП 2.08.02-89*. Общественные здания и сооружения. – Взамен СНиП 2.08.02-85; введ. 1999-01-01. – Москва : Государственный строительный комитет СССР; Москва : Госкомархитектура, 1999. – 56 с.
9. СНиП 2.09.04-87*. Административные и бытовые здания. – Взамен СНиП СНиП II-92-76; введ. 1989-01-01. – Москва: Государствен-

ный комитет Российской Федерации по строительству и жилищно-коммунальному комплексу; Москва : Минстрой России, 1995. – 28 с.
10. СНБ 3.02.03-03. Административные и бытовые здания. – Взамен СНиП 2.09.04-87; введ. 2003-07-28. – Минск : Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь; Минск : Минстройархитектуры, 2003. – 26 с.
11. СНиП 2.09.02-85*. Производственные здания. – Взамен СНиП II-90-81; введ. 1991-04-24. – Москва : Государственный строительный комитет СССР; Москва : Государственные стандарты СССР, 1991. – 15 с.
12. СНиП 2.08.01-89*. Жилые здания. – Взамен СНиП 2.08.01-89; введ. 1990-01-01. – Москва : Государственный строительный комитет СССР; Москва : Государственные стандарты СССР, 1990. – 26 с.
13. СНБ 3.02.04-03. Жилые здания. – Взамен СНиП 2.08.01-89; введ. 2006-10-16. – Минск : Министерство архитектуры и строительства Республики Беларусь; Минск : Минстройархитектуры, 2003. – 22 с.
14. ГОСТ 30494. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. – Взамен СНиП II-90-81; введ. 1999-03-01. – Москва : Межгосударственная Научно-техническая комиссия по стандартизации, техническому нормированию и сертификации в строительстве; Минск : Минстройархитектуры Республики Беларусь, 1999. – 7 с.
15. Сан ПиН 9-80 РБ98. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. – Взамен СанПиН 11-13-94; введ. 1999-03-25. – Минск : Министерство здравоохранения Республики Беларусь; Минск : РЦГЭ, 1999. – 24 с.
16. ГОСТ 12.1.005. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – Взамен ГОСТ 12.1.005-76; введ. 1989-01-01. – Москва : Государственный комитет СССР по стандартам; Москва : Государственные стандарты СССР, 1989. – 47 с.
17. Пособие 2.91 к СНиП 2.04.05-91. Расчет поступлений теплоты солнечной радиации в помещение. – Введ. 1993-01-01. – Москва: Государственный комитет Российской Федерации по строительству и

жилищно-коммунальному комплексу; Москва: ПРОМСТРОЙПРОЕКТ, 1993. – 32 с.
18. Пособие 1.91 к СНиП 2.04.05-91. Расчет и распределение приточного воздуха. – Введ. 1993-01-01. – Москва: Государственный комитет Российской Федерации по строительству и жилищно-коммунальному комплексу; Москва: ПРОМСТРОЙПРОЕКТ, 1993. – 39 с.
19. Павлов, Н.Н. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства: в 3 ч. / Н.Н. Павлов, Ю.И.Шиллер. – 4-е изд., перераб. и дополн. – Москва : Стройиздат, 1992. – Ч. 3 : Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 1. – 320 с.
20. Павлов, Н.Н. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно- технические устройства: в 3 ч. / Н.Н. Павлов, Ю.И.Шиллер. – 4-е изд., перераб. и дополн. – Москва : Стройиздат, 1992. – Ч. 3 : Вентиляция и кондиционирование воздуха. Книга 2. – 416 с.
21. Хрусталев, Б.М. Вентиляция / Б.М. Хрусталев, В.П. Пилюшенко; под ред. Б.М. Хрусталев. – Минск: БНТУ, 1997. – 167 с.
22. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий: учеб. пособие для вузов / В.П. Титов [и др.]. – Москва : Стройиздат, 1985. – 208 с.
23. Богословский, В.Н. Отопление и вентиляция: учебник для вузов: в 2 ч. / В.Н. Богословский. – Москва : Стройиздат, 1976. – Ч. 2 : Вентиляция. – 440 с.
24. Сазонов, Э. В. Вентиляция общественных зданий: учеб. пособие для вузов по специальности "Теплогазоснабжение и вентиляция" / Э. В. Сазонов; под ред. Н. М. Юськина. – Воронеж: ВГУ, 1991. – 188 с.
25. Сазонов, Э.В. Теоретические основы расчета вентиляции : учебное пособие для вузов по спец. "Теплогазоснабжение и вентиляция" / Э. В. Сазонов. – Воронеж: Изд - во Воронеж, 1990. – 206 с.
26. Сазонов, Э.В. Сборник задач по расчету систем кондиционирования микроклимата зданий / Сазонов Э.В. – Воронеж : Изд-во ВГУ, 1988, – 296 с.
27. Волков, О.Д. Проектирование промышленной вентиляции / Волков О.Д. – Харьков : Выща шк. Изд-во при ХГУ, 1989. – 240

28. ГОСТ 21.602-79. Система проектной документации для строительства. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Рабочие чертежи. – Введён впервые; введ. 1981-01-01. – Москва : Государственный комитет СССР по делам строительства; Москва : Государственные стандарты СССР, 1981. – 24 с.
29. Торговников, Б.М. Проектирование промышленной вентиляции: справочник. / Б.М. Торговников, В.Е. Табачник, Е.М. Ефанов. – Киев : Будівельник, 1983. – 256 с.
30. ВСН 01-89. Предприятия по обслуживанию автомобилей. Нормы проектирования. – Разработаны впервые; введ. 1990-01-15. – Москва : Минавтотранс РСФСР; Москва : Ротапринт ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР, 1990. – 46 с.
31. Отопление и вентиляция цехов машиностроительных заводов. / М.И. Гримитлин [и др.]. – 2-е изд., перераб. и дополн. – Москва : Издательство «Судостроение», 1978. – 272 с.
32. МГСН4.14-98. «Предприятия общественного питания». – Разработаны впервые; введ. 1998-08-04. – Москва : Правительство Москвы; Москва : Москомархитектура, 1998. – 46 с.
33. МГСН 4.13-97. «Предприятия розничной торговли». – Разработаны впервые; введ. 1998-03-03. – Москва : Правительство Москвы; Москва : Москомархитектура, 1998. – 33 с.
34. МГСН 4.18-99. «Предприятия бытового обслуживания населения». – Разработаны впервые; введ. 1999-06-01. – Москва : Правительство Москвы; Москва: Москомархитектура, 1999. – 26 с.
35. МГСН 4.10-97. «Здания банковских учреждений». – Разработаны впервые; введ. 1997-05-06. – Москва : Правительство Москвы; Москва : Москомархитектура, 1997. – 31 с.
36. МГСН 4.12-97. «Лечебно-профилактические учреждения». – Разработаны впервые; введ. 1997-07-01. – Москва : Правительство Москвы; Москва : Москомархитектура, 1997. – 27 с.
37. МГСН 4.06-96. «Общеобразовательные учреждения». – Разработаны впервые; введ. 1996-09-18. – Москва : Правительство Москвы; Москва : Москомархитектура, 1996. – 42 с.

38. МГСН 4.07-96. «Дошкольные учреждения». – Разработаны впервые; введ. 1996-09-18. – Москва : Правительство Москвы; Москва : Москомархитектура, 1996. – 35 с.
39. Богословский, В.Н. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение / В.Н. Богословский, О.Я. Кокорин, Л.В. Петров; под ред. В.Н. Богословского. – Москва : Стройиздат, 1985. – 430 с.
40. Курылёв, Е.С. Холодильные установки / Е. С. Курылев, В. В. Оносовский, Ю. Д. Румянцев. – Санкт-Петербург : Политехника, 1997. – 992 с.
41. Холодильные машины: учебное пособие для вузов / А.В. Бараненко [и др.]; под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – Санкт-Петербург : Политехника, 200. – 450 с.

СОДЕРЖАНИЕ

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ ТЕХНИКИ 3
1.1. Гигиенические и технологические основы вентиляции и кондиционирования воздуха 3
1.2. Свойства влажного воздуха 5
1.3. I-d диаграмма влажного воздуха 10
1.4. Изображение в I-d диаграмме основных процессов изменения параметров воздуха 13
2. ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМЫ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ 17
2.1. Температурная обстановка в помещении 17
2.2. Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха 18
2.3. Тепловыделения в помещениях 21
2.4. Тепловой баланс помещения 25
2.5. Влаговыделения в помещении 27
3. ПРОМЫШЛЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ 30
3.1. Классификация систем вентиляции 30
3.2. Вредные выделения в производственных помещениях 33
3.3. Расчет воздухообмена по борьбе с отдельными вредными выделениями 33
4. ОБЩЕОБМЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ 38
4.1. Основы циркуляции воздуха в помещении 38
4.2. Схемы общеобменной приточно-вытяжной вентиляции 42
5. АЭРАЦИЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЗДАНИЙ 45
6. СИСТЕМЫ МЕСТНОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ 52
6.1. Местная вытяжная вентиляция 52
6.2. Воздушные души 52
6.3. Воздушные завесы 53
7. ОЧИСТКА ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ 55
7.1. Очистка наружного и рециркуляционного воздуха 55
7.2. Очистка вентиляционных выбросов 56
7.3. Очистка воздуха от вредных паров и газов 58
8. ЗАЩИТА АТМОСФЕРНОГО ВОЗДУХА ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫМИ ВЫБРОСАМИ 59
9. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ 62

9.1. Очистка наружного и рециркуляционного воздуха 62
9.2. Воздуховоды и воздухораспределители 63
9.3. Типовые приточные камеры 66
9.4. Калориферы 67
10. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОВОДОВ 69
11. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА 73
11.1. Задачи кондиционирования воздуха 73
11.2. Санитарно-гигиенические и технологические основы кондиционирования воздуха 74
11.3. Классификация систем кондиционирования воздуха 74
12. ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН МЕЖДУ ВОЗДУХОМ И ВОДОЙ 76
12.1. Уравнение теплообмена между воздухом и водой при непосредственном контакте 76
12.2. Обработка воздуха водой и паром в СКВ 79
12.3. Осушение воздуха сорбентами 84
13. РАЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВОЗДУХА И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 87
13.1. Выбор расчетных параметров внутреннего и наружного воздуха 87
13.2. Определение количества вентиляционного воздуха 88
14. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 92
14.1. Общие сведения 92
14.2. Центральные однозональные СКВ 94
14.3. Центральные многозональные СКВ 98
14.4. Центральные водовоздушные СКВ 103
14.5. Местные системы кондиционирования воздуха 105
14.6. Методы автоматического регулирования СКВ 108
15. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ЦЕНТРАЛЬНЫХ КОНДИЦИОНЕРОВ КТ И ИХ РАСЧЕТ 114
15.1. Типовые секции кондиционеров 114
15.2. Секции подогрева 115
15.3. Поверхностные воздухоохладители 117
15.4. Оросительные камеры 118
15.5. Воздушные фильтры 122
16. ЗАЩИТА ОТ ШУМА В СИСТЕМАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА И ВЕНТИЛЯЦИИ 125
16.1. Источники шума, его распространение и вредное влияние на человека 125

16.2. Методы снижения шума 126
17. ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА 129
17.1. Состав испытаний и их подготовка 129
17.2 Испытания, наладка оборудования и отдельных элементов систем (предпусковые испытания) 132
Литература 134