

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

**Санкт-Петербургский государственный технологический
университет растительных полимеров**

А.Ф. Мурзич, М.Н.Чайка

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Учебное пособие

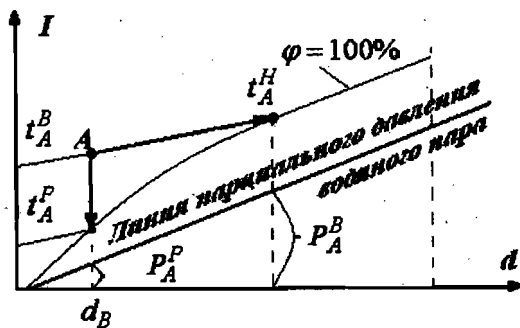
Санкт-Петербург
2004

СЗР (045)
М-912

А. Ф. Мурзич, М. Н. Чайка

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Учебное пособие



Санкт-Петербург
2004

НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ ЦЕНТР САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального
образования

«Санкт-Петербургский государственный технологический университет
растительных полимеров»

А. Ф. Мурзич, М. Н. Чайка

**СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ
И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

Учебное пособие

Санкт-Петербург
2004

УДК 628.84(07)
М 382
ББК 38.762.2я7

Мурзич А.Ф., Чайка М.Н.

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха: Учеб.
пособие / ГОУ ВПО СПб ГТУ РП. СПб., 2004. 92 с.: ил. 40.
ISBN-5-230-14385-1.

Изложены основы термодинамики влажного воздуха, приведены основные сведения о составлении теплового и влажностного балансов помещений, рассмотрены основные схемы организации воздухообмена в помещениях различного назначения. Приведены методики расчёта основных процессов, протекающих при работе систем вентиляции и кондиционирования воздуха, а также основные принципы их построения на $I-d$ диаграмме.

Предназначено для студентов специальности 100700 «Промышленная теплоэнергетика» и 100800 «Энергетика теплотехнологий».

Рецензенты: профессор кафедры теплосиловых установок и тепловых двигателей СПб ГТУ РП **В. И. Саунин**;
начальник теплоэнергетического отдела ЗАО «Гипробум-инжиниринг» **З. Д. Казакова**.

Утверждено редакционно-издательским советом
университета в качестве учебного пособия.

ISBN-5-230-14385-1 ББК 38.762.2я7

© А.Ф.Мурзич, М.Н.Чайка, 2004

© ГОУ ВПО Санкт-Петербургский
государственный технологический
университет растительных полимеров, 2004

ВВЕДЕНИЕ

Системы вентиляции и кондиционирования воздуха предназначены для обеспечения нормируемых параметров воздушной среды производственных и жилых помещений, а также технологических процессов.

В системы вентиляции и кондиционирования воздуха входят различные устройства, обеспечивающие термовлажностную обработку, подачу, равномерное распределение и удаление воздуха в помещениях различного назначения. Кондиционирование воздуха является более высокой степенью вентиляционной техники и предусматривает автоматическое регулирование параметров воздушной среды в зависимости от изменяющихся условий наружного воздуха.

В общем случае расчёт систем вентиляции и кондиционирования воздуха производится на основе тепловыделений, влаговыделений, содержания вредных примесей. Обеспечение требуемых параметров воздушной среды в помещениях различного назначения регламентируется соответствующими строительными нормами и правилами (СНиП), техническими условиями (ТУ) и другими нормативными документами.

Настоящее учебное пособие подготовлено на основе конспекта лекций по курсу "Энергетические системы обеспечения жизнедеятельности человека", читаемому студентам факультета промышленной энергетики. Пособие состоит из четырёх глав, включающих в себя сведения об основных термодинамических параметрах влажного воздуха, о тепловом и влажностном балансе помещения, об основных схемах вентиляции и кондиционирования воздуха. Рассмотрены методы расчёта основных процессов и последовательность их построения на $I-d$ диаграмме.

Учебное пособие предназначено для студентов факультета промышленной энергетики, выполняющих выпускные квалификационные работы, курсовые и дипломные проекты по соответствующей тематике.

Глава I. ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

1.1. Состав и основные параметры влажного воздуха

Смесь сухой части воздуха с некоторым количеством водяных паров называется влажным воздухом. Атмосферный воздух также представляет собой влажный воздух или воздушно-паровую смесь. Сухая часть влажного воздуха (без водяных паров), в свою очередь, является смесью нескольких типовых газов, а также может содержать характерные для данного района компоненты. Типовой состав сухой части атмосферного воздуха приведен в табл. 1.1.

Таблица 1.1
Типовой состав сухой части воздуха

№ п/п	Компоненты сухой части воздуха	Обозначение	Содержание, %	
			по объему	по массе
1	Азот	N ₂	78,13	75,55
2	Кислород	O ₂	20,90	23,10
3	Аргон, неон и другие инертные газы	Ar, Ne ...	0,94	1,3
4	Углекислый газ	CO ₂	0,03	0,05

С достаточной для технических расчётов точностью, рассматривая воздух как бинарную смесь сухой части и водяного пара, можно считать, что как отдельные компоненты (сухой воздух, водяной пар), так и их смесь (влажный воздух) подчиняются законам идеальных газов. Тогда, на основании уравнения Клапейрона-Менделеева, можно записать:

для сухого воздуха

$$P_c \cdot \vartheta_c = R_c \cdot T_c \quad \text{или зная, что} \quad \vartheta_c = 1/\rho_c$$

$$\frac{P_c}{\rho_c} = R_c \cdot T_c \quad , \text{откуда} \quad \rho_c = \frac{P_c}{R_c \cdot T_c}; \quad (1.1)$$

для водяного пара

$$P_n \cdot \vartheta_n = R_n \cdot T_n \quad \text{или зная, что} \quad \vartheta_n = 1/\rho_n$$

$$\frac{P_n}{\rho_n} = R_n \cdot T_n \quad , \text{откуда} \quad \rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T_n}. \quad (1.2)$$

В выражениях (1.1) и (1.2), соответственно: P_c и P_n , ρ_c и ρ_n , ϑ_c и ϑ_n , T_c и T_n , R_c и R_n - парциальное давление, плотность, удельный объём, температура и газовая постоянная сухого воздуха и водяного пара.

Газовая постоянная может быть определена из универсальной газовой постоянной и составляет соответственно:

для сухого воздуха

$$R_c = \frac{\mu \cdot R}{\mu_c} = \frac{8314}{29} = 287 \quad , \quad \text{Дж/(кг К)}; \quad (1.3)$$

для водяного пара

$$R_n = \frac{\mu \cdot R}{\mu_n} = \frac{8314}{18} = 461 \quad , \quad \text{Дж/(кг К)}. \quad (1.4)$$

В выражениях (1.3) и (1.4) соответственно: $\mu \cdot R = 8314$ Дж/(кмоль·К) - универсальная газовая постоянная; $\mu_c = 29$ кг/кмоль и $\mu_n = 18$ кг/кмоль - молекулярная масса сухого воздуха и водяного пара.

Представляют практический интерес численные значения плотности сухого воздуха и водяного пара при нормальных условиях, т.е. при барометрическом давлении $P_0 = 760$ мм.рт.ст. и температуре $t = 0$ °С. Расчёт производится на основании выражений (1.1) и (1.2) и их значения составляют:

для сухого воздуха

$$\rho_c = \frac{P_c}{R_c \cdot T_c} = \frac{0,76 \cdot 13600 \cdot 9,81}{287 \cdot 273} = 1,293 \quad , \quad \text{кг/м}^3; \quad (1.5)$$

для водяного пара

$$\rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T_n} = \frac{0,76 \cdot 13600 \cdot 9,81}{461 \cdot 273} = 0,822, \text{ кг/м}^3. \quad (1.6)$$

В выражениях (1.5) и (1.6) соответственно: 0,76 - барометрическое давление, м рт.ст.; 13600 - плотность ртути, кг/м³; 9,81 - ускорение свободного падения, м/с²; 273 - абсолютная температура по шкале Кельвина, соответствующая температуре 0 °С.

Барометрическое давление атмосферного воздуха в соответствии с законом Дальтона равно сумме парциальных давлений сухой части воздуха и водяного пара

$$P_6 = P_c + P_n. \quad (1.7)$$

Смесь, которая состоит из сухого воздуха и перегретого водяного пара, называют ненасыщенным влажным воздухом, а смесь, состоящую из сухого воздуха и насыщенного водяного пара, насыщенным влажным воздухом.

Абсолютной влажностью воздуха D называется масса водяного пара, содержащаяся в 1 м³ влажного воздуха

$$D = \rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T}, \text{ кг/м}^3, \quad (1.8)$$

где ρ_n - плотность водяного пара, кг/м³; P_n - парциальное давление водяного пара, Па; $R_n = 461$ Дж/(кг·К) - газовая постоянная для водяного пара; T - абсолютная температура влажного воздуха, К.

Абсолютная влажность в насыщенном состоянии при данной температуре называется влажёмкостью воздуха

$$D_n = \rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T}, \text{ кг/м}^3, \quad (1.9)$$

где ρ_n - плотность водяного пара в насыщенном состоянии, кг/м³; P_n - парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии (упругость водяных паров), Па.

Относительная влажность воздуха представляет собой отношение концентрации водяного пара в ненасыщенном воздухе к концентрации водяного пара в насыщенном состоянии при одинаковых температурах и давлениях. Величина относительной влажности определяется в долях или процентах и может быть выражена

$$\varphi = \left(\frac{P_n}{P_n} = \frac{\rho_n}{\rho_n} = \frac{D}{D_n} \right) \cdot 100, \%. \quad (1.10)$$

Парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии при данной температуре может быть определено по справочным таблицам, с помощью специальной диаграммы или аналитически по известным эмпирическим зависимостям.

Влагосодержание влажного воздуха d представляет собой отношение массы водяного пара к единице массы сухого воздуха, содержащегося в смеси

$$d = \frac{G_n}{G_c} = \frac{\rho_n}{\rho_c} \cdot 1000, \text{ г/кг}. \quad (1.11)$$

Подставив в выражение (1.11) значения ρ_c и ρ_n из уравнений (1.1) и (1.2), величину d можно выразить

$$d = \frac{P_n \cdot R_c \cdot T}{R_n \cdot T \cdot P_c} \cdot 1000 = \frac{P_n \cdot 287 \cdot T}{461 \cdot T \cdot P_c} \cdot 1000 = 622 \cdot \frac{P_n}{P_c}, \text{ г/кг}. \quad (1.12)$$

Выразив величину парциального давления сухого воздуха P_c из уравнения (1.7) и подставив её в уравнение (1.12), можно записать

$$d = 622 \cdot \frac{P_n}{P_6 - P_n}, \text{ г/кг}. \quad (1.13)$$

Если массу водяного пара выразить в кг, то влагосодержание принято обозначать буквой X , и тогда выражение (1.13) принимает вид

$$X = 0,622 \cdot \frac{P_n}{P_6 - P_n}, \text{ кг/кг.} \quad (1.14)$$

Теплосодержание влажного воздуха представляют как сумму теплосодержания сухой части воздуха и водяного пара

$$I = I_c + I_n, \text{ кДж/кг.} \quad (1.15)$$

При этом теплосодержание сухой части воздуха при известной температуре t , °C можно выразить

$$I_c = c_c \cdot t, \text{ кДж/кг,} \quad (1.16)$$

где c_c - теплоёмкость сухого воздуха, кДж/(кг °C).

Теплосодержание водяного пара при известной температуре t , °C и известном влагосодержании d , г/кг выражается

$$I_n = (r + c_n \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг,} \quad (1.17)$$

где r - скрытая теплота парообразования водяного пара, кДж/кг; c_n - теплоёмкость водяного пара, кДж/(кг °C).

Для практических инженерных расчётов можно приблизительно принять: $c_c = 1,0$ кДж/(кг °C); $c_n = 1,8$ кДж/(кг °C); $r = 2500$ кДж/кг. Тогда выражение (1.17) можно записать

$$I = 1,0 \cdot t + (2500 + 1,8 \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж/кг.} \quad (1.18)$$

1.2. Принципы построения $I-d$ диаграммы влажного воздуха

Л. К. Рамзин, используя выражение (1.18), предложил $I-d$ диаграмму, которая широко применяется в расчётах сушки, вентиляции, кондиционирования воздуха и других расчётах, связанных с изменением состояния влажного воздуха. Эта диаграмма выражает графическую зависимость основных параметров воздуха, таких как t , φ , P_n , d , I при заданном барометрическом давлении.

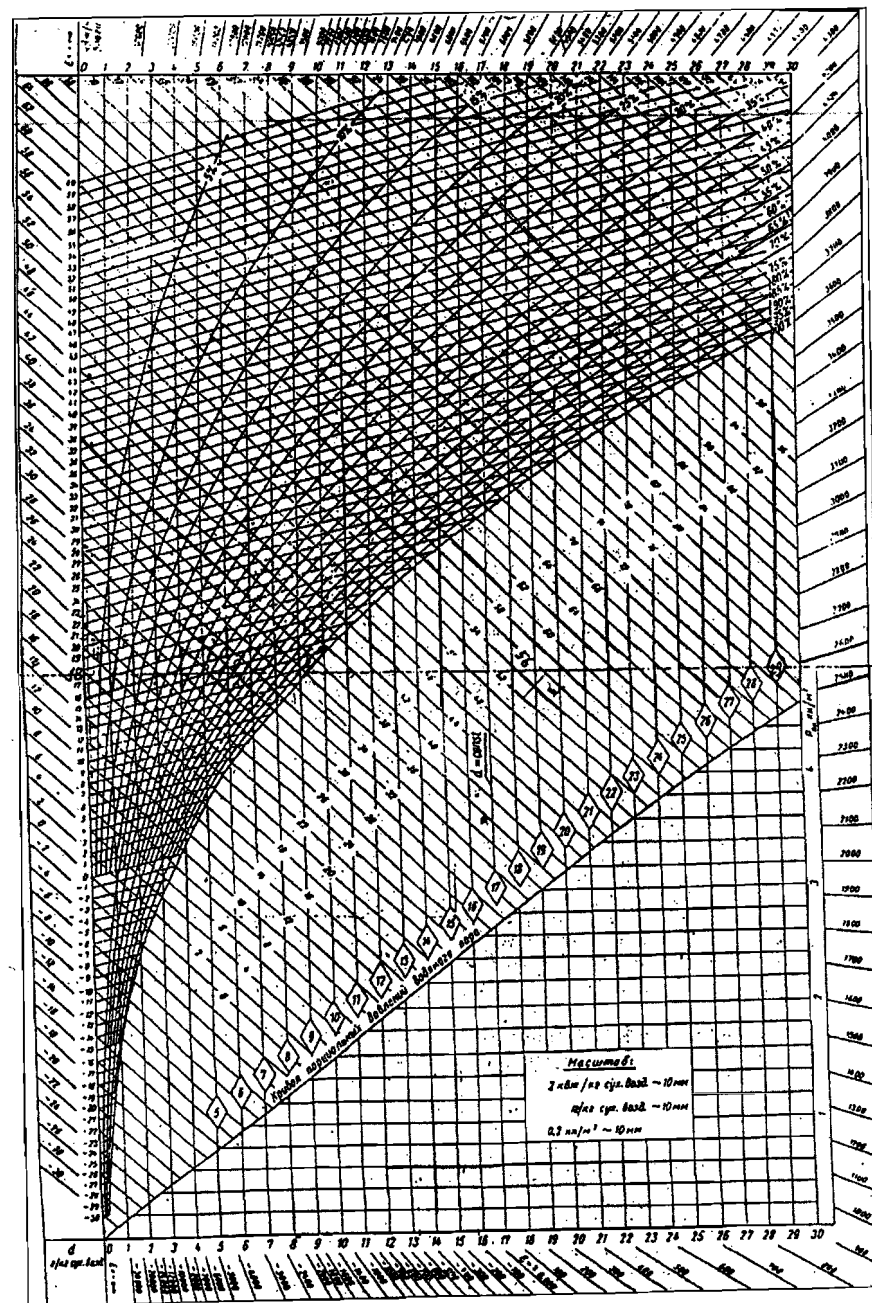


Рис. 1.1. $I-d$ диаграмма влажного воздуха

Общий вид диаграммы приведен на рис.1.1. $I-d$ диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями I и d $\alpha=135^\circ$. На оси абсцисс в соответствующем масштабе откладываются значения влагосодержаний d , через которые проводятся вертикальные линии постоянного влагосодержания $d = const$.

По оси ординат в соответствующем масштабе откладывают значения теплосодержаний. Через полученные точки проводятся линии постоянных теплосодержаний $I = const$ под углом $\alpha = 135^\circ$ к линиям $d = const$.

На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, строятся линии изотерм $t = const$ и кривые постоянных относительных влажностей $\varphi = const$.

Анализ выражения (1.18) показывает, что при $t = const$ зависимость основных параметров воздуха I и d от температуры является линейной. Следовательно, изотермы являются прямыми линиями, лежащими на поле $I-d$ диаграммы. Для построения изотермы принимают два крайних состояния влажного воздуха при $\varphi = 0\%$ и $\varphi = 100\%$. При соответствующих значениях температуры по уравнениям (1.18) и (1.13) для принятого барометрического давления P_b рассчитывают численные значения I и d . Эти значения наносят на поле $I-d$ диаграммы в виде отдельных точек, которые соединяют между собой прямой линией. Эти линии и являются изотермами. Крайние левые точки этих линий (при $\varphi = 0\%$) соответствуют состоянию абсолютно сухого воздуха ($d = 0$), крайние правые точки (при $\varphi = 100\%$) - состоянию полного насыщения влажного воздуха при данной температуре.

Соединив плавной кривой точки, соответствующие состоянию полного насыщения влажного воздуха при различных значениях температур, получим линию относительной влажности $\varphi = 100\%$ или нижнюю пограничную кривую.

Для построения кривых относительной влажности при других значениях φ предварительно определяют влагосодержания, отвечающие соответствующему насыщению при различных температурах влажного воздуха, а затем соединяют точки с одинаковыми значениями φ плавными кривыми. При этом численное значение парциального давления водяного пара для данной температуры рассчитывается на основании выражения (1.10)

$$P_n = \varphi \cdot P_n, \quad (1.19)$$

где φ - текущее значение величины относительной влажности, выраженное в долях; P_n - парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии при данной температуре, определяемое по справочным таблицам.

Для построения линии парциального давления пара с правой стороны диаграммы на линии, параллельной оси ординат, наносится шкала парциальных давлений, начиная с $P_n = 0$ до величины возможного значения P_n в диапазоне данной диаграммы. Масштаб этой шкалы выбирается возможно крупным, но с таким расчётом, чтобы линия P_n не пересекалась с кривой $\varphi = 100\%$.

На вертикалях по линии $d = const$, проходящих через точки пересечения прямых t с кривой $\varphi = 100\%$, откладываются в принятом масштабе отрезки, соответствующие по величине парциальным давлениям водяных паров, насыщающих воздух при данных температурах. Соответствующие значения парциальных давлений определяются из таблиц. Соединив плавной кривой верхние точки отложенных отрезков, строят искомую кривую парциального давления водяного пара.

Кроме этого, на поле $I-d$ диаграммы строятся линии температур "мокрого" термометра, а по её периметру - значения угловых коэффициентов, основные представления о которых изложены в последующих параграфах.

1.3. Угловой коэффициент и изображение основных процессов изменения состояния влажного воздуха в $I-d$ диаграмме

Изменение состояния влажного воздуха характеризуется термовлажностным соотношением или угловым коэффициентом. Осуществляемый процесс в $I-d$ диаграмме изображается прямыми линиями (лучами), проходящими через точки, соответствующие начальному и конечному состоянию влажного воздуха.

Рассмотрим произвольный процесс, изображённый на рис. 1.2.

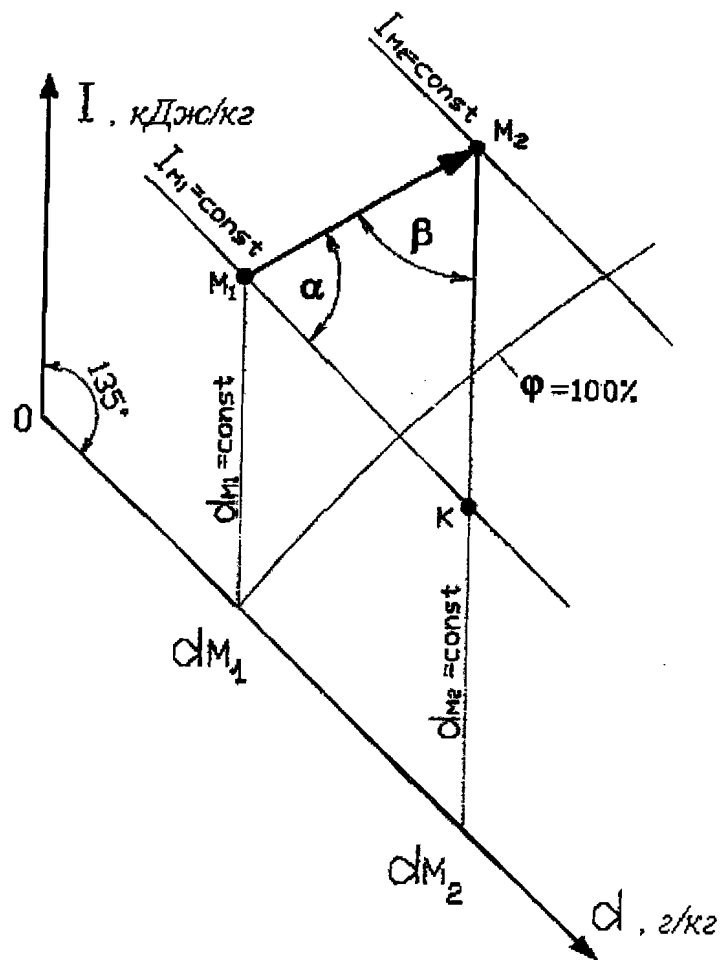


Рис. 1.2. Графическая интерпретация выражения углового коэффициента

Предположим, что начальное состояние влажного воздуха характеризуется точкой M_1 с параметрами I_1 и d_1 , а конечное - точкой M_2 с параметрами I_2 и d_2 . Тогда отношение разности теплосодержаний к разности влагосодержаний в указанных точках обозначается ε и называется угловым коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000, \quad \text{кДж/кг влаги.} \quad (1.20)$$

Тригонометрическое выражение углового коэффициента состоит в следующем. Проведя через точку M_1 линию $I_{M1} = const$, а через точку M_2 линию $d_{M2} = const$, получим треугольник M_1M_2K . В этом случае величину углового коэффициента можно выразить

$$\varepsilon = \frac{I_{M2} - I_{M1}}{d_{M2} - d_{M1}} \cdot 1000 = \frac{M_2K}{M_1K} \quad (1.21)$$

Применив теорему синусов, выражение (1.21) можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{M_2K}{M_1K} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad (1.22)$$

Так как $\alpha + \beta = 135^\circ$, то угол β можно выразить через угол α

$$\beta = 135^\circ - \alpha \quad (1.23)$$

Подставив (1.23) в (1.22), окончательно можно записать

$$\varepsilon = \frac{\sin \alpha}{\sin(135^\circ - \alpha)} \quad (1.24)$$

Наиболее характерные процессы изменения состояния влажного воздуха и изображение их на $I-d$ диаграмме представлены на рис. 1.3.

Процесс 1-2 характеризуется нагревом влажного воздуха при постоянном влагосодержании $d_1 = d_2 = const$. Величина углового коэффициента при $I_2 > I_1$ составит

$$\varepsilon_1 = \frac{(I_2 - I_1) \cdot 1000}{d_2 - d_1} = \frac{(I_2 - I_1) \cdot 1000}{0} = +\infty \quad (1.25)$$

Процесс 1-3 характеризуется нагревом влажного воздуха и его дополнительным увлажнением, т.е. протекает при одновременном поглощении теплоты и влаги. Величина углового коэффициента при $I_3 > I_1$ и $d_3 > d_1$ составит

$$\varepsilon_2 = \frac{(I_3 - I_1) \cdot 1000}{d_3 - d_1} > 0 \quad (1.26)$$

Процесс 1-4 протекает при постоянном теплосодержании $I_4 = I_1$ с одновременным поглощением влаги $d_4 > d_1$. Луч этого процесса проходит по линии $I = const$, а сам процесс называется адиабатическим. Величина углового коэффициента составит

$$\varepsilon_3 = \frac{(I_4 - I_1) \cdot 1000}{d_4 - d_1} = \frac{0 \cdot 1000}{d_4 - d_1} = 0 \quad (1.27)$$

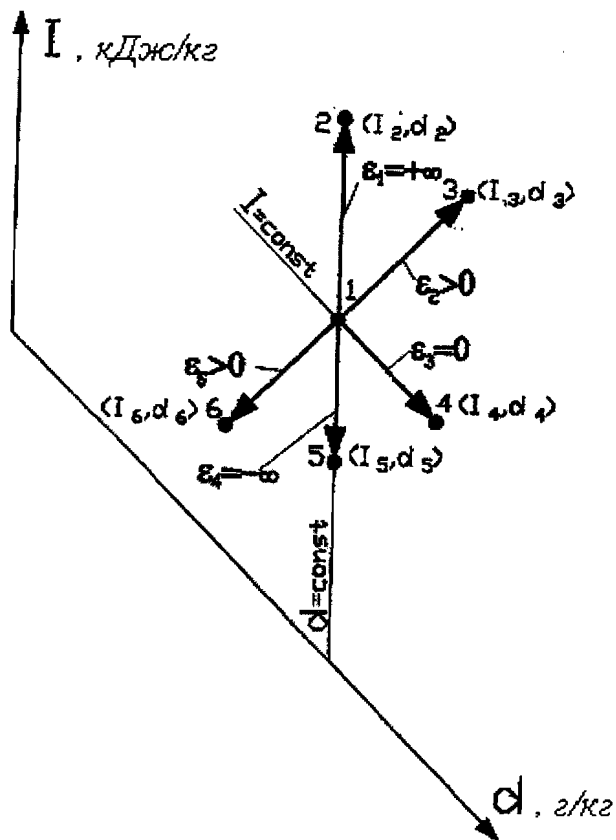


Рис. 1.3. Характерные процессы изменения состояния влажного воздуха

Процесс 1-5 характеризуется охлаждением влажного воздуха при постоянном влагосодержании $d_5 = d_1$. Величина углового коэффициента при $I_5 < I_1$ составит

$$\varepsilon_4 = \frac{(I_5 - I_1) \cdot 1000}{d_5 - d_1} = \frac{(I_5 - I_1) \cdot 1000}{0} = -\infty \quad (1.28)$$

Процесс 1-6 характеризуется охлаждением воздуха и его осушением, т.е. протекает при одновременном выделении теплоты и влаги. Величина углового коэффициента при $I_6 < I_1$ и $d_6 < d_1$ составит

$$\varepsilon_5 = \frac{(I_6 - I_1) \cdot 1000}{d_6 - d_1} = \frac{-(\Delta I)}{-(\Delta d)} \cdot 1000 > 0 \quad (1.29)$$

1.4. Построение в I-d диаграмме процессов смешивания потоков воздуха с различными параметрами

На рис.1.4 изображен процесс смешивания двух потоков воздуха с различными параметрами.

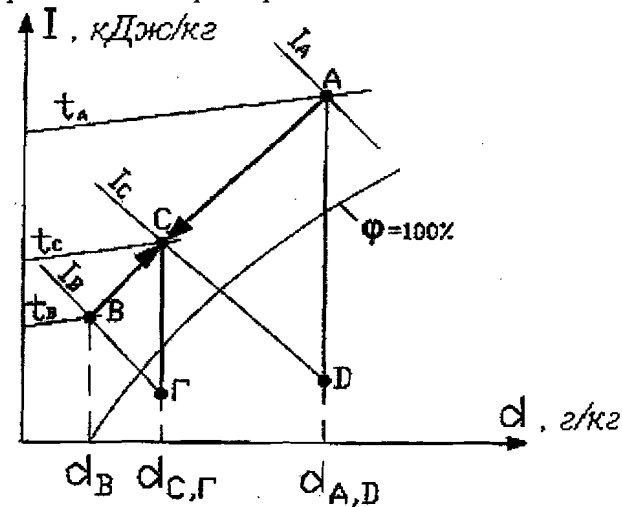


Рис. 1.4. Изображение на I-d диаграмме процесса смешивания воздуха двух различных состояний

Предположим, что первый поток в количестве L_A характеризуется параметрами точки А на поле $I-d$ диаграммы: I_A, d_A, t_A ; второй - в количестве L_B соответствует положению точки В с параметрами I_B, d_B, t_B . При этом соотношение

$$\frac{L_B}{L_A} = n,$$

т.е. 1 кг воздуха состояния, соответствующего точке А, смешивается с n кг воздуха состояния, соответствующего точке В. Теплосодержание смеси I_C в количестве $(1+n)$ кг будет равно

$$I_C \cdot (1+n) = I_A + n \cdot I_B, \quad (1.30)$$

откуда

$$I_C = \frac{I_A + n \cdot I_B}{1+n}. \quad (1.31)$$

Аналогичным образом выражение влагосодержания можно представить в следующем виде:

$$\frac{d_C}{1000} = \frac{d_A + n \cdot d_B}{1000 \cdot (1+n)}. \quad (1.32)$$

Из выражений (1.31) и (1.32) можно записать

$$I_A - I_C = n \cdot (I_C - I_B), \quad (1.33)$$

$$\frac{d_A - d_C}{1000} = \frac{n \cdot (d_C - d_B)}{1000}. \quad (1.34)$$

Разделив (1.33) на (1.34), получим уравнение прямой линии, проходящей через точки А и В и точку с координатами I_C и d_C :

$$\frac{I_A - I_C}{d_A - d_C} \cdot 1000 = \frac{I_C - I_B}{d_C - d_B} \cdot 1000. \quad (1.35)$$

Из выражения (1.35) следует, что точка С, характеризующая состояние смеси двух потоков, лежит на прямой АВ. Ее положение на этой прямой можно определить следующим образом.

Рассмотрим два треугольника АСД и СВГ. Исходя из подобия этих треугольников, можно записать

$$\frac{AC}{CB} = \frac{AD}{CG} = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B}. \quad (1.36)$$

Из выражения (1.33) следует, что

$$n = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B}. \quad (1.37)$$

Тогда, подставив (1.37) в (1.36), получим

$$\frac{AC}{CB} = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B} = n = \frac{L_B}{L_A}. \quad (1.38)$$

Выражение (1.38) показывает, что точка С делит прямую АВ на отрезки, обратно пропорциональные количествам воздуха, вступающим в смесь.

Аналитически основные параметры смеси двух потоков различного состояния можно определить следующим образом:

$$I_C = \frac{I_A + n \cdot I_B}{n+1}, \quad (1.39)$$

$$d_C = \frac{d_A + n \cdot d_B}{n+1}, \quad (1.40)$$

$$t_C = \frac{t_A + n \cdot t_B}{n+1}, \quad (1.41)$$

СПГТУРП
НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ
ЦЕНТР
С-Петербург, ул.Ивана Черных, 4

1.5. Способы и приборы для определения параметров влажного воздуха

Одним из важнейших параметров влажного воздуха, позволяющим при известной температуре определить все остальные параметры, является относительная влажность φ . Существует несколько способов определения относительной влажности:

- химический;
- способ наблюдения точки росы;
- способ волосяного гигрометра;
- психометрический.

Приборы, при помощи которых производят измерения первыми тремя способами, называются гигрометрами, а по четвёртому способу - психрометрами.

Химический способ заключается в следующем. При помощи аспиратора медленно отбирают некоторый объём воздуха, влажность которого измеряют. Перед входом в аспиратор воздух проходит через несколько U - образных трубок, заполненных веществом, активно поглощающим водяные пары. Таким веществом может быть хлористый кальций CaCl_2 или фосфорный ангидрид P_2O_5 . По приросту массы трубок до и после опыта можно подсчитать по специальной методике количество водяных паров в 1 м^3 воздуха, а следовательно и его относительную влажность.

Этот способ связан с достаточно большими техническими трудностями, а кроме того, необходимо знать начальную концентрацию водяных паров, что требует дополнительных измерений. Поэтому этот метод, как правило, не применяется.

Прежде чем перейти к рассмотрению способа наблюдения точки росы, необходимо выявить её физическую сущность. Температурой точки росы называется та температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания. Графическая интерпретация этого понятия представлена на рис. 1.5.

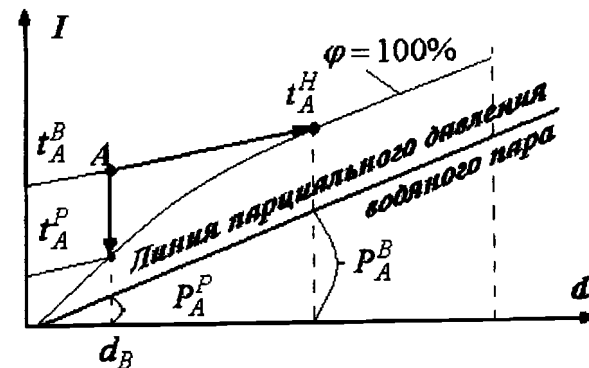


Рис. 1.5. Определение температуры точки росы с помощью $I-d$ диаграммы

Предположим, что параметры влажного воздуха определяются положением точки A на поле $I-d$ диаграммы. При этом температура воздуха соответствует изотерме t_A^B , а его влагосодержание - d_B . Если из точки A провести луч процесса по линии $d_B = const$ до пересечения с пограничной кривой $\varphi = 100\%$ и провести через точку пересечения изотерму t_A^P , то она и будет соответствовать значению температуры точки росы для состояния влажного воздуха при данных условиях.

При известной температуре влажного воздуха t_A^B и температуре точки росы t_A^P на основании выражения (1.10) величина относительной влажности может быть определена

$$\varphi = \frac{P_A^P}{P_A^B} \cdot 100, \quad \% \quad , \quad (1.42)$$

где P_A^P - парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре точки росы t_A^P ; P_A^B - парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре воздуха t_A^B .

Численные значения P_A^P и P_A^B определяются по диаграмме как отрезки под линией парциального давления водяного пара в насыщенном состоянии при соответствующих температурах t_A^P и t_A^B .

Одной из наиболее распространённых конструкций прибора для определения относительной влажности воздуха является гигрометр Аллюарда и Грове. Он основан на принципе наблюдения момента появления росы на внутренней отполированной позолоченной стенке четырёхгранного сосуда, заполненного жидким эфиром, при соприкосновении воздуха с этой стенкой. При появлении конденсата на контрольной стенке прибора, наблюдаемом визуально через смотровое окно, с помощью специальной методики фиксируют значения температуры эфира и температуры воздуха на входе в гигрометр, что позволяет определить по $I-d$ диаграмме или с помощью таблиц величину соответствующего парциального давления для подстановки в выражение (1.42).

Этот способ является дорогостоящим, связан с большими техническими трудностями и поэтому применяется редко.

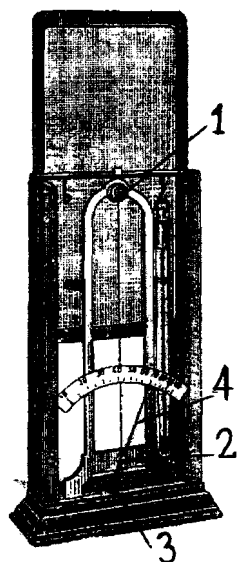


Рис. 1.6. Волосяной гигрометр

Принцип действия волосяного гигрометра основан на свойстве человеческого волоса изменять свою длину в зависимости от относительной влажности воздуха. Общий вид волосяного гигрометра приведен на рис. 1.6.

Один конец волоса укреплен неподвижно в точке 1, а другой обёрнут вокруг валика 2 и натянут грузом 3. К валику прикреплена стрелка 4, которая перемещается по шкале делений относительной влажности 5. Предварительная градуировка шкалы производится для каждого прибора отдельно путём помещения его в среду, относительная влажность которой известна. Обычно такой прибор применяется в быту или производственных помещениях, не требующих высокой точности измерений параметров воздушной среды.

Прежде чем перейти к рассмотрению психрометрического способа определения относительной влажности воздуха, необходимо установить физическую сущность понятия температуры мокрого термометра, которая имеет большое значение в технике вентиляции и кондиционирования воздуха.

Если ненасыщенный воздух приходит в соприкосновение с поверхностью тонкой плёнки воды, то в результате процессов тепло- и массообмена будет происходить как перенос теплоты, так и перенос влаги (массы вещества) в направлении более низкого потенциала. При температуре ненасыщенного воздуха выше температуры воды, а температуре воды - выше температуры точки росы, перенос теплоты будет происходить от воздуха к поверхности воды, а перенос влаги - от поверхности воды в воздух.

При этом температура воздуха понижается, а отдаваемая им явная теплота будет затрачиваться на частичное испарение влаги. Испарившаяся за счёт явной теплоты воздуха влага поступает обратно в воздух, в результате чего увеличивается его влагосодержание и парциальное давление водяных паров. Вследствие этого увеличивается и теплосодержание влажного воздуха практически до его первоначального уровня. Такие процессы называются адиабатическими, т.е. протекающими при постоянном теплосодержании. Изображение процесса в $I-d$ диаграмме приведено на рис. 1.7.

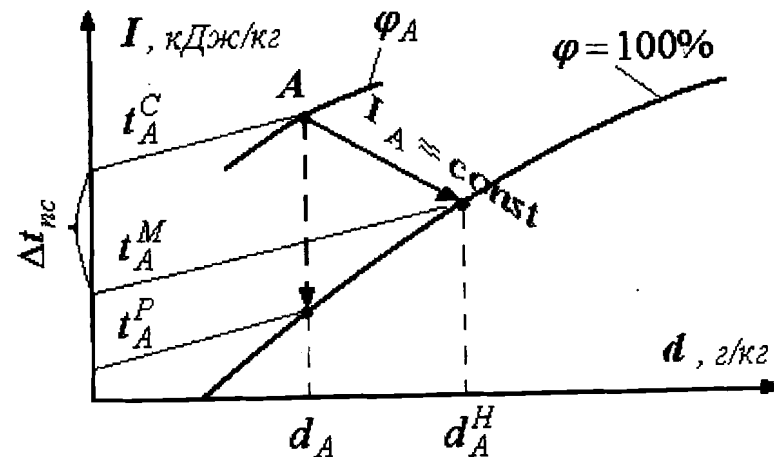


Рис. 1.7. Определение температуры мокрого термометра с помощью $I-d$ диаграммы

Предположим, что параметры влажного воздуха определяются положением точки А на поле $I-d$ диаграммы. При этом температура воздуха соответствует изотерме t_A^C (температура сухого термометра),

а его влагосодержание - d_A . Если из точки А провести луч процесса по линии $I_A = const$ до пересечения с пограничной кривой $\varphi = 100\%$ и провести через точку пересечения изотерму t_A^M , то она и будет соответствовать значению температуры мокрого термометра для состояния влажного воздуха при данных условиях. При этом величина d_A^H будет соответствовать влагосодержанию воздуха в насыщенном состоянии, а t_A^P - температуре точки росы.

Таким образом, температурой мокрого термометра является такая температура, которую принимает насыщенный влажный воздух в процессе испарения при условии сохранения постоянного теплосодержания воздуха, равного начальному. Следует иметь в виду, что строгость этого соотношения справедлива только для температуры воздуха $t_M = 0^\circ\text{C}$. Во всех остальных случаях равенство теплосодержаний не соблюдается, т. е. на $I-d$ диаграмме линии температур мокрого термометра не совпадают в полной мере с линиями постоянного теплосодержания. Но расхождение это невелико и в практических инженерных расчётах это обстоятельство можно не учитывать.

Разность температур между показаниями сухого и мокрого термометров $\Delta t_{nc} = t_A^C - t_A^M$ называется психометрической разностью.

По её величине можно однозначно судить о состоянии влажного воздуха. Чем меньше эта разность, тем воздух более насыщен влагой. При $t_A^C = t_A^M$ психометрическая разность $\Delta t_{nc} = 0$, т. е. воздух находится в насыщенном состоянии ($\varphi = 100\%$).

На основе принципа определения психометрической разности разработаны приборы для определения величины относительной влажности воздуха - психометры. Наиболее распространённая конструкция прибора представлена на рис. 1.8.

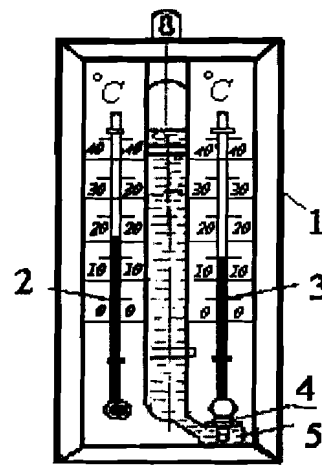


Рис. 1.8. Психрометр

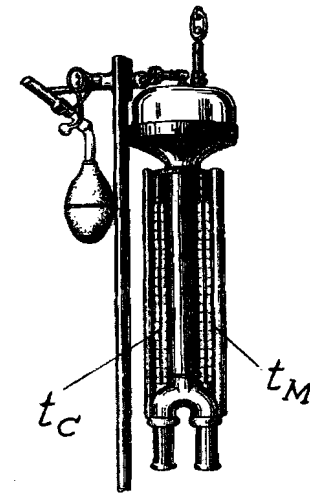


Рис. 1.9. Аспирационный психрометр Асмана

Психрометр состоит из двух одинаковых термометров, закреплённых на общей рамке 1. Один из этих термометров 2 служит для измерения температуры воздуха t_C и называется сухим термометром. Другой термометр 3 предназначен для измерения температуры воздуха по мокрому термометру. Ртутный резервуар этого термометра обёрнут батистовой тканью 4, непрерывно смачиваемой водой, находящейся в колбе 5. На основании измеренных величин t_C и t_M определяют относительную влажность φ с помощью $I-d$ диаграммы, специальных градуировочных таблиц или графиков.

Данная конструкция психрометра широко применяется для контроля воздушной среды в помещениях различного назначения, но обладает большой инерционностью и значительной погрешностью при измерении температур. При необходимости быстрого и более точного определения состояния воздуха используется психрометр Асмана, показанный на рис. 1.9.

Принцип его действия аналогичен, но сухой и мокрый термометры заключены в специальные металлические трубки, через которые принудительно продувается воздух с помощью вентилятора с механическим приводом, расположенного в верхней части прибора. При этом интенсивность процесса испарения влаги значительно

увеличивается, что позволяет более точно определить температуру мокрого термометра, а металлические трубки защищают термометры от воздействия внешних излучателей.

Психрометры Асмана используются обычно при выполнении научных исследований состояния воздушной среды, наладке систем вентиляции и т.п. В качестве примера на рис. 1.10 приведена номограмма для определения величины относительной влажности по показаниям сухого $t_C = 14^\circ\text{C}$ и мокрого $t_M = 10^\circ\text{C}$ термометров.

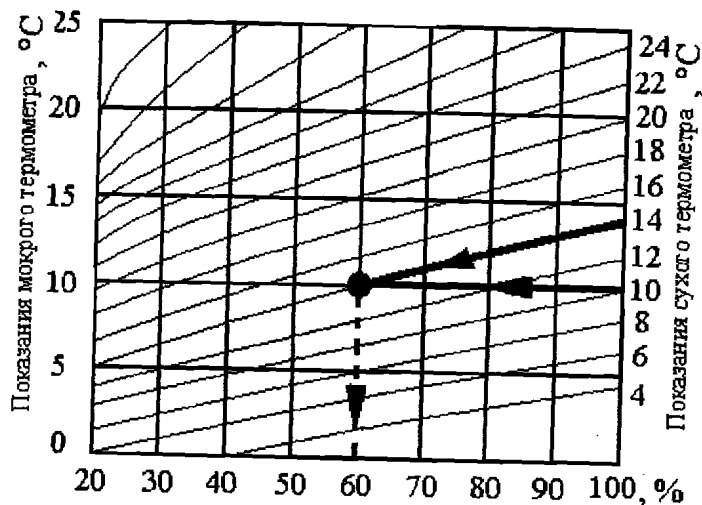


Рис. 1.10. Номограмма для определения величины относительной влажности воздуха

Из точки пересечения изотермы мокрого термометра (горизонтальная линия) с изотермой сухого термометра (наклонная линия) опускается перпендикуляр на шкалу относительной влажности, где и фиксируется её значение, равное в рассматриваемом примере $\phi = 60\%$.

Глава 2. ТЕПЛОВОЙ И ВЛАЖНОСТНЫЙ БАЛАНСЫ ПОМЕЩЕНИЯ

2.1. Выбор расчётных параметров наружного и внутреннего воздуха

Расчётная температура наружного воздуха принимается в зависимости от назначения системы вентиляции или кондиционирования и климатических условий местности.

Установки для систем вентиляции и кондиционирования по степени обеспечения заданного микроклимата в помещении согласно СНиП подразделяются в зависимости от расчётных параметров наружного воздуха на три группы: А, Б, В.

Для тёплого периода года расчётной температурой наружного воздуха являются: для группы А (t_A^T) - средняя температура самого жаркого месяца в полдень; для группы В (t_B^T) - максимальное значение температуры, которое было зарегистрировано за весь период наблюдений в полдень в данном географическом пункте; для группы Б (t_B^T) - среднее значение из указанных выше температур

$$t_B^T = \frac{(t_A^T + t_B^T)}{2}.$$

Для холодного периода года расчётной температурой наружного воздуха являются: для группы А (t_A^X) - средняя температура самого холодного месяца в полдень; для группы Б (t_B^X) - расчётная температура для проектирования отопления (средняя температура за пять наиболее холодных суток подряд); для группы В (t_B^X) - минимальное значение температуры, которое зарегистрировано за весь период наблюдений в полдень в данном географическом пункте.

Численные значения расчётных параметров наружного воздуха для конкретного географического пункта принимаются по климатологическим данным в соответствии со СНиП.

Расчётная температура внутреннего воздуха в рабочей зоне помещения выбирается в зависимости от характеристики помещения и категории выполняемых в нем работ.

Рабочей зоной считается пространство высотой до двух метров над уровнем пола или площадки обслуживания, на которой находится рабочее место. Постоянным рабочим местом считается то место, где

работавший находится большую часть (более 50 % своего рабочего времени или более двух часов непрерывно).

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

При учёте интенсивности труда все виды работ делятся на три категории: лёгкие, средней тяжести и тяжёлые. Степень тяжести труда определяется величиной затраченной энергии.

Системы обеспечения параметров воздуха внутри помещения подразделяются на комфортные и технологические. Системы, обеспечивающие создание воздушной среды, предназначенной для труда и отдыха человека, называются комфортными и определяются санитарно-гигиеническими нормами. Технологические системы обеспечивают создание воздушной среды, благоприятствующей успешному протеканию технологического процесса. В производственных помещениях, где люди находятся длительное время, технологические системы должны обеспечивать и санитарно-гигиенические условия, т. е. условия комфортности.

Параметры воздуха в помещении нормируются в зависимости от периода года. Различают три основных периода года: холодный, тёплый и переходный. Переходным считается период, когда средняя температура наружного воздуха составляет +8 °С. Численные значения основных параметров воздуха в помещении в зависимости от периода года регламентируются СНиП.

2.2. Расчёт теплоступлений в помещении

Тепловыделения от работающего оборудования с электрическим приводом за счёт перехода механической энергии в тепловую определяются из выражения

$$Q_{об} = 1000 \cdot N_{уст} \cdot n \cdot k_{исп} \cdot k_{е} \quad , \quad \text{Вт} \quad , \quad (2.1)$$

где $N_{уст}$ - установленная мощность привода электродвигателя в расчёте на единицу оборудования, кВт, определяется заданием; n - количество единиц оборудования (электродвигателей); $k_{исп}$ - коэффициент использования мощности электродвигателя, обычно рекомендуется принимать 0,8; $k_{е}$ - коэффициент одновременности

работы оборудования, определяемый заданием, может быть принят равным 1.

Величина $Q_{об}$ от периода года не зависит.

Теплоступления от освещения для тёплого и холодного периода года рассчитываются

$$Q_{ос} = 1000 \cdot N_{ос} \cdot n \cdot k_{е} \cdot a \quad , \quad \text{Вт} \quad , \quad (2.2)$$

где $N_{ос}$ - мощность одной осветительной установки, кВт; n - число осветительных установок; $k_{е}$ - коэффициент одновременности работы осветительных установок: в холодный период можно принимать $k_{е} = 1,0$, в тёплый период $k_{е} = 0,5 - 0,6$ - по заданию; a - коэффициент, учитывающий тип осветительной установки, регламентируемый СНиП.

Теплоступления от освещения могут быть рассчитаны и другим способом

$$Q_{ос} = F \cdot q_{ос} \cdot k_{е} \quad , \quad \text{Вт} \quad , \quad (2.3)$$

где F - поверхность пола в помещении, м²; $q_{ос} = 40$ Вт/м² - норма освещенности 1м² пола в соответствии со СНиП; $k_{е}$ - коэффициент одновременности работы осветительных установок.

Теплоступления от обслуживающего персонала для холодного и тёплого периодов года рассчитываются из выражения

$$Q_{оп} = m \cdot \left(Q_{явн} + \frac{r \cdot W_n}{1000} \right) \cdot \frac{1}{3,6} \quad , \quad \text{Вт} \quad , \quad (2.4)$$

где m - число работников; $Q_{явн}$ - явные тепловыделения от одного человека, кДж/ч; $r = 2250$ кДж/кг - скрытая теплота парообразования; W_n - влаговыделение от одного человека, г/ч.

Численные значения $Q_{явн}$ и W_n определяются в соответствии со СНиП в зависимости от температуры воздуха внутри помещения и степени тяжести труда.

Теплоступления от солнечной радиации через световые (оконные) проёмы рассчитываются только для тёплого периода года

$$Q_{cp} = F_{ocm} \cdot q_{ocm} \cdot A_{ocm} \cdot K, \quad \text{Вт}, \quad (2.5)$$

где F_{ocm} - суммарная поверхность остекления, м²; q_{ocm} - плотность теплового потока, передаваемого за счёт солнечной радиации, зависящая от ориентации световых проёмов по сторонам света и географической широты рассматриваемого объекта, Вт/м²; A_{ocm} - эмпирический коэффициент, зависящий от вида остекления; K - эмпирический коэффициент, зависящий от прозрачности стёкол.

Численные значения q_{ocm} , A_{ocm} и K определяются в соответствии со СНиП.

Теплопоступления через внешние ограждения извне за счёт более высокой температуры наружного воздуха в тёплый период года при проектировании систем кондиционирования рассчитываются в том случае, если расчётная температура наружного воздуха превышает расчётную температуру воздуха внутри помещения на 5 °С и более, т. е. $t_H^T - t_B^T \geq 5 \text{ } ^\circ\text{C}$; при проектировании систем вентиляции - на 10 °С, т. е. $t_H^T - t_B^T \geq 10 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$Q_{огр} = F_{огр} \cdot K_{огр} \cdot (t_H^T - t_B^T), \quad \text{Вт}, \quad (2.6)$$

где $F_{огр}$ - поверхность внешнего ограждения за вычетом поверхности остекления, м², $K_{огр}$ - коэффициент теплопередачи через ограждения, Вт/(м² · °С); t_H^T и t_B^T - соответственно, расчётная температура наружного воздуха и воздуха внутри помещения, °С.

Теплопоступления извне не рассчитываются для полов, расположенных на грунте или над подвалами. Для совмещённой кровли следует отдельно рассчитывать теплопоступления для помещений верхнего этажа.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается с учётом всех термических сопротивлений

$$K_{огр} = \frac{1}{1/\alpha_g + \sum \delta_i/\lambda_i + 1/\alpha_n}, \quad \text{Вт/(м}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}, \quad (2.7)$$

где α_g и α_n , соответственно, коэффициент теплоотдачи от воздуха внутри помещения к стене и от наружной поверхности стены к наружному воздуху, Вт/(м²·°С); δ_i - толщина отдельных слоев, составляющих стену, м; λ_i - коэффициент теплопроводности материалов, из которых выполнена стена, Вт/(м · °С).

Численные значения коэффициентов теплоотдачи определяются расчётом по уравнениям конвективного теплообмена или в соответствии с рекомендациями СНиП. Коэффициенты теплопроводности материалов выбираются по справочным таблицам.

Для помещений верхнего этажа при отсутствии чердачного перекрытия (совмещённая кровля) теплопоступления через кровлю рассчитываются по формулам (2.6) и (2.7) отдельно от боковых поверхностей стен. При наличии чердачного помещения теплопоступления, как правило, не рассчитываются.

Теплопоступления от нагретых поверхностей оборудования и трубопроводов определяются из выражения

$$Q_{нов} = \alpha \cdot F_{нов} \cdot (t_{нов} - t_g), \quad \text{Вт}, \quad (2.8)$$

где α - коэффициент теплоотдачи от поверхности к окружающему воздуху, Вт/(м²·°С); $F_{нов}$ - величина поверхности, м²; $t_{нов}$ и t_g - соответственно, температура поверхности и расчётная температура воздуха внутри помещения, °С.

В общем случае коэффициент теплоотдачи при температуре поверхности $t_{нов} > 150 \text{ } ^\circ\text{C}$ рассчитывается как сумма коэффициентов теплоотдачи конвективного и лучистого, т. е. $\alpha = \alpha_k + \alpha_l$. При температурах поверхностей менее 150 °С лучистую составляющую можно не учитывать.

Коэффициент теплоотдачи излучением можно рассчитать на основе закона Стефана-Больцмана

$$\alpha_l = \frac{c_{np}}{t_{нов} - t_g} \cdot \left[\left(\frac{T_{нов}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 \right], \quad \text{Вт/(м}^2 \cdot \text{ } ^\circ\text{C)}, \quad (2.9)$$

где c_{np} - приведенный коэффициент лучеиспускания, Вт/(м²·К⁴); $T_{нов}$ и T_g - соответственно, температура поверхности и окружающего воздуха, К.

Конвективный коэффициент теплоотдачи рассчитывается, как правило, для условий естественной конвекции по уравнению конвективного теплообмена в критериальной форме

$$\alpha_k = c \cdot \frac{\lambda_g}{\ell} \cdot (Gr \cdot Pr)^n, \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}), \quad (2.10)$$

где c - эмпирический коэффициент пропорциональности; λ_g - коэффициент теплопроводности воздуха, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{°C})$; ℓ - линейный определяющий размер, м, Gr и Pr - критерии подобия, соответственно, Грасгофа и Прандтля; n - эмпирический показатель степени.

Расчёт тепловыделений от остывающих изделий (материалов) производится по выражению

$$Q_{\text{mat}} = G_{\text{mat}} \cdot c_p^{\text{mat}} \cdot (t_{\text{mat}}^{\text{нач}} - t_{\text{mat}}^{\text{кон}}) \cdot \frac{1}{3,6}, \quad \text{Вт}, \quad (2.11)$$

где G_{mat} - масса материала, кг; c_p^{mat} - теплоёмкость материала, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{°C})$; $t_{\text{mat}}^{\text{нач}}$ и $t_{\text{mat}}^{\text{кон}}$ - соответственно, температура материала в начале процесса остывания и в конце, °C .

Если материал находится в помещении до полного остывания, то его температура в конце принимает значение температуры окружающего воздуха.

Тепловыделения с поверхности нагретой воды ориентировочно можно определить по эмпирической зависимости

$$Q_{\text{нагр}}^{\text{вод}} = (5,7 + 4,1 \cdot W) \cdot (t_{\text{вод}} - t_{\text{возд}}) \cdot F, \quad \text{Вт}, \quad (2.12)$$

где W - скорость движения воздуха над поверхностью воды, м/с; $t_{\text{вод}}$ и $t_{\text{возд}}$ - соответственно, температура поверхности воды и воздуха, °C ; F - поверхность зеркала испарения воды, м^2 .

Теплопоступления за счет систематических прорывов пара от действующего оборудования через неплотности можно оценить по выражению

$$Q_{\text{пар}} = 2250 \cdot D \cdot \frac{1}{3,6}, \quad \text{Вт}, \quad (2.13)$$

где 2250 $\text{кДж}/\text{кг}$ - скрытая теплота парообразования; D - количество пара, поступающего в помещение, $\text{кг}/\text{ч}$.

Для возможных других случаев выделения теплоты расчёт производится в соответствии со специально рекомендуемыми методиками или по общеизвестным закономерностям.

Для составления теплового баланса помещения все имеющиеся теплопоступления суммируются.

2.3. Расчет тепловых потерь помещением

Тепловые потери рассчитываются только для холодного периода года.

Тепловые потери через остеклённые световые (оконные) проёмы определяются из выражения

$$Q_{\text{ост}} = F_{\text{ост}} \cdot K_{\text{ост}} \cdot (t_g^x - t_n^x), \quad \text{Вт}, \quad (2.14)$$

где $F_{\text{ост}}$ - поверхность остекленных оконных проемов, м^2 ; $K_{\text{ост}}$ - коэффициент теплопередачи через оконные проёмы, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$; t_g^x и t_n^x - соответственно, расчетная температура внутреннего и наружного воздуха, °C .

Численные значения $K_{\text{ост}}$ принимаются в соответствии со СНиП.

Тепловые потери через внешние ограждения (стены, полы, потолки) рассчитываются из выражения

$$Q_{\text{огр}} = F_{\text{огр}} \cdot K_{\text{огр}} \cdot (t_g^x - t_n^x) \cdot n, \quad \text{Вт}, \quad (2.15)$$

где $F_{\text{огр}}$ - поверхность ограждения (за вычетом поверхности оконных и дверных проёмов), м^2 ; $K_{\text{огр}}$ - коэффициент теплопередачи через ограждение, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$; n - эмпирический поправочный коэффициент, зависящий от характера ограждающих конструкций.

Коэффициент теплопередачи $K_{огр}$ определяется по формуле (2.7) с учетом структуры ограждения. Некоторые наиболее распространенные конструкции ограждений приведены на рис. 2.1.

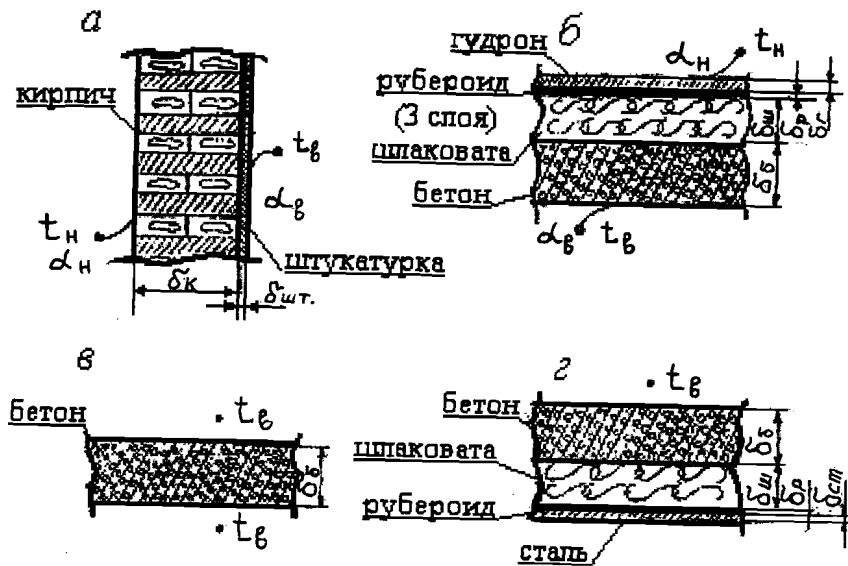


Рис. 2.1. Наиболее распространенные конструкции ограждений:
а - боковые стены; б - кровля; в - межэтажные перекрытия;
г - полы

Численные значения поправочного коэффициента n принимаются в соответствии с рекомендациями СНиП.

Тепловые потери на подогрев инфильтрующего наружного воздуха рассчитывается по выражению

$$Q_{инф} = q_{инф} \cdot \ell \cdot c_p \cdot (t_g^x - t_n^x) \cdot a \cdot 10^3, \quad \text{Вт}, \quad (2.16)$$

где $q_{инф}$ - количество воздуха, поступающего через 1 м длины щели в секунду, кг/(м·с); ℓ - длина щели, м; c_p - теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·°C); a - эмпирический поправочный коэффициент: $a=0,5$ - для оконных проёмов, $a=2,0$ - для ворот и дверей.

При непродолжительном открывании ворот (до 15 мин в смену) расчёт теплотерь также производится по формуле (2.16), но

значение a принимают равное 3,0. При большей продолжительности открывания ворот потери теплоты рассчитываются по специальной методике, либо количество поступающего воздуха принимают, но не более 75% от объёма помещения, в котором находятся ворота.

Численное значение $q_{инф}$ определяется по СНиП в зависимости от ширины щели и скорости ветра для окон и дверей, расположенных с наветренной стороны (табл. 2.2).

Теплопотери на нагревание материалов и транспортных средств, поступающих в помещение, можно рассчитать из выражения

$$Q_{mat} = \frac{\tau}{3,6} \cdot \sum G_{mat} \cdot c_p^m \cdot B \cdot (t_g^x - t_{mat}) \quad \text{Вт}, \quad (2.17)$$

где τ - продолжительность нахождения материалов и транспортных средств в помещении, ч; $\sum G_{mat}$ - суммарная масса поступивших извне однородных материалов, кг; c_p^m - теплоёмкость однородных материалов, кДж/(кг·°C); t_{mat} - температура материала, поступающего в помещение, °C; B - эмпирический коэффициент, учитывающий интенсивность поглощения теплоты, численное значение которого регламентируется СНиП.

Для возможных других случаев тепловые потери рассчитываются по специальным методикам.

Для составления теплового баланса помещения все тепловые потери суммируются.

2.4. Расчет избыточной теплоты в помещении

Избыточная теплота, выделяющаяся в помещении, определяется на основании его теплового баланса. Тепловой баланс помещения составляется из суммарных тепlopоступлений и суммарных тепlopотерь помещением.

Тепловые потери в теплый период отсутствуют, поэтому для теплового периода года все имеющиеся тепlopоступления являются избыточными и тогда

$$Q_{изб}^m = \sum Q_{тепlopост}^m \quad (2.18)$$

Для холодного периода года избыточная теплота определяется как разность между суммарными тепlopоступлениями и суммарными тепlopотерями, т. е.

$$Q_{изб}^x = \sum Q_{теплопот}^x - \sum Q_{теплопот}^x \quad (2.19)$$

Величина избыточной теплоты является одним из основных факторов, определяющих требуемый воздухообмен в помещении.

2.5. Влажностный баланс помещения

Количество влаги, испаряющейся с открытых водных поверхностей, может быть рассчитано по эмпирической зависимости

$$W_{исп} = 0,211 \cdot (a + 0,0174 \cdot W) \cdot F \cdot \frac{P_2 - P_1}{P_6} \quad , \quad \text{кг/с} \quad (2.20)$$

где a - эмпирический коэффициент; W - скорость движения воздуха над испаряющейся поверхностью, м/с; P_1 - парциальное давление (упругость) водяных паров в воздухе при его температуре и относительной влажности, Па; P_2 - парциальное давление (упругость) водяных паров на линии насыщения (при $\phi = 100\%$) при температуре поверхности испаряющейся воды, Па; P_6 - барометрическое давление в помещении, Па; F - поверхность зеркала испарения, м².

Численные значения эмпирического коэффициента a в диапазоне температур воздуха 15-30°C можно принимать в зависимости от температуры поверхности испаряющейся воды по табл. 2.1.

Таблица 2.1

Значения эмпирического коэффициента a в зависимости от температуры поверхности испаряющейся воды

$t_{пов}^{вод}$, °C	До 30	До 40	До 50	До 60	До 70	До 80	До 90	До 100
a	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,060

Для тёплого периода года, когда влагосодержание наружного воздуха больше, чем влагосодержание воздуха внутри помещения, количество влаги, поступающей с инфильтрующим воздухом, определяется из выражения

$$W_{инф} = q_{инф} \cdot \ell \cdot \left(\frac{d_n - d_g}{1000} \right), \quad \text{кг/с} \quad (2.21)$$

где $q_{инф}$ - количество воздуха, поступающего через 1 м длины щели в секунду, кг/(м·с); ℓ - длина щели, м; d_n и d_g - соответственно влагосодержание наружного и внутреннего воздуха, г/кг.

Численные значения $q_{инф}$ определяются в зависимости от ширины щели и скорости ветра для окон и дверей, расположенных с наветренной стороны, по табл. 2.2.

Таблица 2.2

Значения $q_{инф}$ в зависимости от ширины щели и скорости ветра

Ширина щели и материал переплётов	Скорость ветра, м/с				
	до 1	до 2	до 3	до 4	до 5
1 мм, металл	$0,69 \cdot 10^{-3}$	$1,08 \cdot 10^{-3}$	$1,33 \cdot 10^{-3}$	$1,53 \cdot 10^{-3}$	$2,14 \cdot 10^{-3}$
1,5 мм, дерево	$1,55 \cdot 10^{-3}$	$2,53 \cdot 10^{-3}$	$3,11 \cdot 10^{-3}$	$3,50 \cdot 10^{-3}$	$4,86 \cdot 10^{-3}$

Количество влаги, выделяющейся от обслуживающего персонала, определяется в соответствии с нормами в зависимости от температуры воздуха внутри помещения и интенсивности труда (см. Приложение, табл. П-4).

Количество влаги, поступающей за счёт систематических прорывов пара от действующего оборудования, определяется условиями эксплуатации технологических установок и оценивается эмпирически, в размере ~ 2 % от общего расхода пара, или специальными методиками.

Возможны и другие виды влагопоступлений в помещение, характерные для конкретных технологических процессов. В этом случае влаговыделения определяются специальными методиками или опытным путём.

Если в помещении имеются влагопоглощающие установки или материалы, то необходимо учесть количество поглощённой влаги. Тогда баланс влажности в помещении

$$W_{изб} = \sum W_{влагопот.} - \sum W_{погл.} \quad (2.22)$$

Глава 3. СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

3.1. Классификация систем вентиляции и их основные элементы

Основной задачей вентиляционных систем является создание в помещениях различного назначения воздушной среды, удовлетворяющей санитарно-гигиеническим требованиям или технологическим условиям производства. Это достигается обеспечением необходимого воздухообмена за счет циркуляционного движения воздушной среды, объём которой в несколько раз больше объёма вентилируемого помещения. При этом обеспечивается удаление из помещения отработавшего (загрязнённого) воздуха и замена его свежим (приточным).

Отношение объёма вентиляционного воздуха L_v к объёму вентилируемого помещения $V_{ном}$ называется кратностью воздухообмена (циркуляции)

$$n = \frac{L_v}{V_{ном}} \quad (3.1)$$

Системы вентиляции можно классифицировать по нескольким основным признакам.

По способу перемещения воздуха различают системы естественной и механической (принудительной) вентиляции. При естественной вентиляции воздух перемещается под действием гравитационного давления, возникающего за счет разности плотностей холодного и нагретого воздуха и под действием ветрового давления. Естественные системы вентиляции могут быть неорганизованными и организованными.

В неорганизованных системах естественной вентиляции смена воздуха в помещении происходит через щели, отверстия и другие неплотности в ограждающих конструкциях. По-другому этот способ воздухообмена называют естественным проветриванием.

В организованных системах естественной вентиляции смена воздуха в помещении осуществляется за счёт открывания форточек, оконных фрамуг, специальных фонарей и т.п. По-другому этот способ воздухообмена называют аэрацией. Такие системы могут быть выполнены как без специальной сети воздуховодов (бесканальные системы), так и с применением специальных воздуховодов (канальная система). Использование систем естественной вентиляции ограничено из-за

незначительного располагаемого перепада давлений.

При механической вентиляции воздух перемещается под действием вентилятора (принудительно), так как сложные системы обработки и распределения воздуха обладают значительными гидравлическими потерями. Нередко применяют и смешанные системы при одновременном действии принудительной и естественной вентиляции.

По способу подачи и удаления воздуха системы делятся на приточные и вытяжные. Приточные системы предназначены для подачи свежего воздуха в помещение, а вытяжные - для его удаления.

Вытяжные системы вентиляции в зависимости от места удаления вредных выделений, а приточные в зависимости от места подачи свежего воздуха подразделяются на местные, общеобменные и комбинированные.

При местной вытяжной вентиляции отработавший воздух удаляется непосредственно от источника загрязнения, конкретного рабочего места или участка технологического процесса. В качестве примеров можно привести устройство вытяжных шкафов химических лабораторий, зонты над термической печью, местные отсосы от заточного станка, сварочного поста, технологических ванн и т.п., приведённые на рис. 3.1.

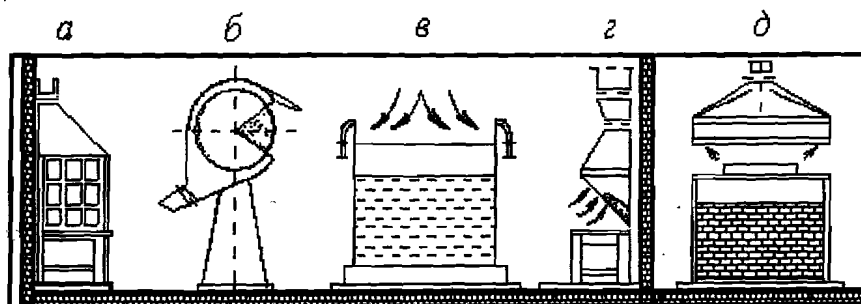


Рис. 3.1. Схемы конструктивных решений местной вытяжной вентиляции:

- а - вытяжной шкаф; б - кожух-отсос от заточного станка; в - двухбортовой отсос от технологических ванн; г - местный отсос от сварочного поста; д - зонты над термической печью

При местной приточной вентиляции свежий воздух подаётся локально, непосредственно на рабочее место. Примером такой вентиляции может быть воздушное душирование, воздушная завеса и т.п., приведенные на рис. 3.2.

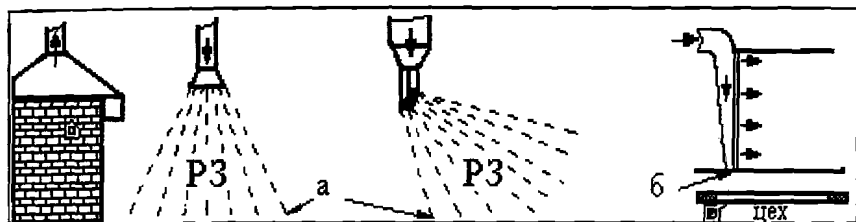


Рис. 3.2. Схемы конструктивных решений местной приточной вентиляции:
а - воздушный душ; б - воздушная завеса

Конструктивно системы вентиляции весьма разнообразны, но в общем случае можно выделить общие основные элементы, приведенные в табл. 3.1.

3.2. Основные схемы организации воздухообмена и методы их расчёта

Организация воздухообмена зависит от характера распределения вредных выделений, архитектурно-планировочных решений помещения, его назначения. При общеобменной вентиляции необходимо, чтобы весь подаваемый воздух участвовал в поглощении вредных выделений и удалялся после того, как их концентрация достигнет расчётных значений. Воздух должен равномерно распределяться по помещению, что обеспечивается взаимным расположением приточных и вытяжных отверстий. Наиболее характерные принципиальные схемы воздухообмена приведены на рис. 3.3.

Таблица 3.1

Основные элементы систем вентиляции

Приточные системы	Вытяжные системы
1. Воздухоприёмное устройство для подачи воздуха в систему	1. Вытяжные отверстия, снабжённые жалюзийными решётками или сетками, для удаления воздуха
2. Приточная камера, в которой расположены вентиляторы и другое оборудование для обработки воздуха	2. Вытяжная камера, в которой расположены вентиляторы
3. Сеть воздуховодов для транспортировки и распределения приточного воздуха	3. Сеть воздуховодов для сбора и транспортировки удаляемого воздуха
4. Приточные насадки или отверстия для подачи воздуха в рабочую зону	4. Устройство для очистки удаляемого воздуха
5. Жалюзийные решётки, сетки, дефлекторы и т.п.; устанавливаемые при выходе воздуха из приточных отверстий	5. Вытяжная шахта, через которую воздух удаляется в атмосферу
6. Регулирующие устройства (клапаны, заслонки, приборы и т.п.)	6. Регулирующие устройства (клапаны, задвижки, приборы и т.п.)

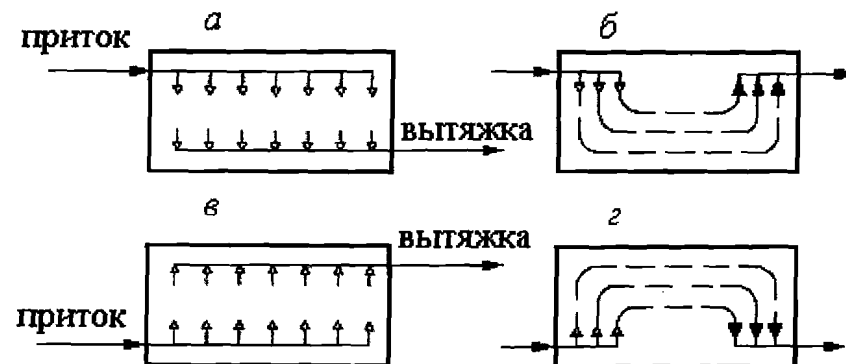


Рис. 3.3. Принципиальные схемы организации воздухообмена:
а - сверху - вниз; б - сверху - вверх; в - снизу - вверх;
г - снизу - вниз

Схема «сверху-вниз» предусматривает рассредоточенную по объёму подачу приточного воздуха в верхнюю часть помещения (у потолка) и рассредоточенный отвод отработавшего воздуха из нижней части помещения (у пола).

Схема «сверху-вверх» предусматривает рассредоточенный по длине подвод воздуха вдоль боковой стены из верхней части помещения вниз и рассредоточенный отвод отработавшего воздуха из верхней части помещения вдоль противоположной стены.

Обе эти схемы целесообразно применять, если приточный воздух в холодный период года имеет температуру ниже температуры воздуха в помещении, что наблюдается при наличии теплоизбытков. В этом случае приточный воздух проходит по всей высоте помещения, поглощает теплоту и поступает в рабочую зону нагретым. Это позволяет принимать разность температур приточного и внутреннего воздуха $\Delta t_p = 5 - 10^\circ\text{C}$. Смешивание приточного и внутреннего воздуха создает в рабочей зоне слабые вторичные токи (подвижки воздуха), благоприятные для условий работы обслуживающего персонала.

Схема «снизу-вверх» предусматривает рассредоточенную по объёму подачу приточного воздуха в нижнюю часть помещения (у пола) и рассредоточенный отвод отработавшего воздуха из верхней части помещения (у потолка).

Схема «снизу-вниз» предусматривает рассредоточенный по длине подвод воздуха вдоль боковой стены из нижней части помещения вверх и рассредоточенный отвод отработавшего воздуха из нижней части помещения вдоль противоположной стены.

Обе эти схемы целесообразно использовать при отсутствии теплоизбытков в помещении. В этом случае разность температур приточного и внутреннего воздуха не должна превышать $\Delta t_p = 3 - 5^\circ\text{C}$.

В общем случае расчёт воздухообмена в системах вентиляции и кондиционирования воздуха производится исходя из обеспечения нормируемых параметров за счёт удаления из помещения вредных выделений. Основными видами вредных выделений являются газовые выделения, пыль, теплота и влага.

Расчёт воздухообмена при выделении вредных газов осуществляется из выражения

$$L = \frac{G_{\Gamma}}{C_2 - C_1}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.2)$$

где G_{Γ} - количество вредных газов, мг/ч; C_2 - предельно допустимая концентрация вредных газов в воздухе помещения, мг/м³;
 $C_1 = (0,25 - 0,3)C_2$ - концентрация вредных газов в приточном воздухе, мг/м³.

Предельно допустимая концентрация для различных газов принимается в соответствии со СНиП. При одновременном выделении нескольких вредных газов разнонаправленного действия количество вентиляционного воздуха рассчитывается по каждому компоненту в отдельности и принимается наибольшее значение.

Расчёт воздухообмена при выделении пыли производится аналогичным образом, т.е. из выражения (3.2). Предельно допустимая концентрация пыли определяется нормативными документами.

Расчёт воздухообмена при выделении избыточной теплоты осуществляется по формуле

$$L = \frac{Q_{изб}}{c_p^B \cdot \rho_B \cdot (t_{уд} - t_{пр})}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.3)$$

где $Q_{изб}$ - избыточная теплота, выделяющаяся в помещении, кДж/ч;
 c_p^B - теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·°C); ρ_B - плотность воздуха, кг/м³;
 $t_{уд}$ и $t_{пр}$ - соответственно, температура удаляемого и приточного воздуха, °C.

Величина избыточной теплоты $Q_{изб}$ для соответствующего периода года определяется на основании теплового баланса помещения (см. п. 2.4).

Температуру удаляемого воздуха при наличии в помещении теплоизбытков можно определить из выражения

$$t_{уд} = t_{p,z} + a \cdot (H - 2), \quad ^\circ\text{C}, \quad (3.4)$$

где H - высота помещения, м; a - эмпирический коэффициент, учитывающий прирост температуры на каждый метр выше отметки в 2 м, °C/м: для помещений с малыми тепловыделениями $a = 0,5$ °C/м, с большими - $a = 0,7 - 1,5$ °C/м.

Температура в рабочей зоне $t_{p.з}$ принимается по СНиП. Расчёт воздухообмена при наличии избыточных влаговыделений в помещении осуществляется по формуле

$$L = \frac{W}{(d_{уд} - d_{пр}) \cdot \rho_B}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (3.5)$$

где W - количество влаги, выделяющейся в помещении, г/ч; $d_{уд}$ и $d_{пр}$ - соответственно, влагосодержание удаляемого и приточного воздуха, определяемое по $I-d$ диаграмме, г/кг.

Если в помещении имеются различные виды вредных выделений, то воздухообмен рассчитывается по каждому из них отдельно и в качестве расчётного принимается максимальный воздухообмен.

3.3. Определение тепловых нагрузок на вентиляцию и расчёт калориферов

Воздух, подаваемый в помещение на вентиляцию, необходимо нагреть до определённой температуры, соответствующей температуре приточного воздуха $t_{пр}$ в зависимости от принятой схемы воздухообмена, назначения помещения, интенсивности выделения теплоты и влаги и т.п. Предварительный подогрев воздуха осуществляется в калориферных установках. Для определения теплопроизводительности калориферных установок производится расчёт тепловой нагрузки на вентиляцию с помощью построения процесса изменения параметров воздуха на $I-d$ диаграмме. Расчёт тепловой нагрузки осуществляется для холодного периода года. Последовательность построения процесса рассмотрена на рис. 3.4.

Наносится на поле $I-d$ диаграммы точка 1, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха для холодного периода года при известной температуре и относительной влажности. Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам наружного воздуха для холодного периода года при известной температуре и относительной влажности. По найденным на основании теплового и влажностного балансов помещения

избыточной теплоты $Q_{изб}$ и избыточным влаговыделениям $W_{изб}$ рассчитывается величина углового коэффициента $\epsilon = Q_{изб} / W_{изб}$. Через точку 1 проводят луч процесса под углом ϵ .

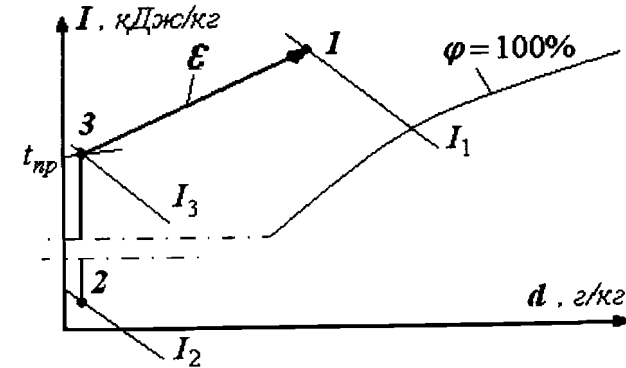


Рис. 3.4. К расчёту тепловой нагрузки на вентиляцию

Наружный воздух подогревается в калориферной установке без изменения влагосодержания, т.е. при $\epsilon = +\infty$. Это позволяет построить луч процесса из точки 2 вертикально вверх по линии $d_2 = const$. Требуемая степень подогрева воздуха в калориферной установке, а, следовательно, и температура приточного воздуха определится параметрами точки пересечения 3 лучей процесса, проведенных через точки 1 и 2. Таким образом, процесс изменения параметров воздуха, подаваемого на вентиляцию помещения, осуществляется по линии 2-3-1, где 2-3 - процесс подогрева воздуха в калориферной установке при постоянном влагосодержании; 3-1 - процесс подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещении за счёт имеющихся там тепло- и влагоизбытков.

Таким образом, тепловая нагрузка на вентиляцию определится на основании процесса 2-3 и может быть выражена по формуле

$$Q_{вент} = (I_3 - I_2) \cdot G_B \cdot \frac{1}{3,6}, \text{ Вт} \quad (3.6)$$

или по формуле

$$Q_{вент} = G_{в} \cdot c_p^{\circ} \cdot (t_{np} - t_n^x) \cdot \frac{1}{3,6}, \text{ Вт} , \quad (3.7)$$

где I_3 и I_2 - соответственно, теплосодержание приточного и наружного воздуха, кДж/кг; $G_{в}$ - количество вентиляционного воздуха, кг/ч; c_p° - теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·°C); t_{np} и t_n^x - соответственно, температура приточного и наружного воздуха в холодный период года.

При известной тепловой нагрузке на вентиляцию рассчитывается требуемая поверхность нагрева калориферных установок

$$\sum F_k = \frac{Q_{вент}}{K \cdot \Delta t_{cp}}, \quad \text{м}^2 , \quad (3.8)$$

где K - коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м²·°C); Δt_{cp} - средний температурный напор, °C.

Коэффициент теплопередачи и средний температурный напор рассчитываются в зависимости от типа калорифера и вида теплоносителя. В качестве теплоносителя обычно используются водяной пар или горячая вода. При использовании в качестве греющей среды водяного пара обычно принимают одноходовые схемы калориферных установок с параллельным соединением. При использовании в качестве теплоносителя горячей воды рекомендуется принимать многоходовые схемы калориферных установок с последовательным или параллельным соединением. Некоторые возможные схемы присоединения калориферных установок представлены на рис. 3.5 и 3.6.

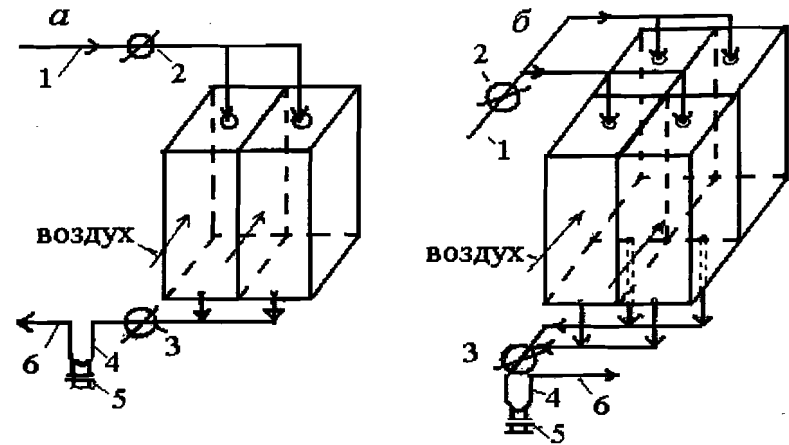


Рис. 3.5. Схемы присоединения калориферных установок при использовании в качестве теплоносителя водяного пара: а - одноходовая параллельная однорядная схема; б - одноходовая параллельная двухрядная схема; 1 - паропровод, 2 - паровой вентиль, 3 - конденсатный вентиль, 4 - гидрозатвор, 5 - сливная пробка, 6 - конденсатопровод

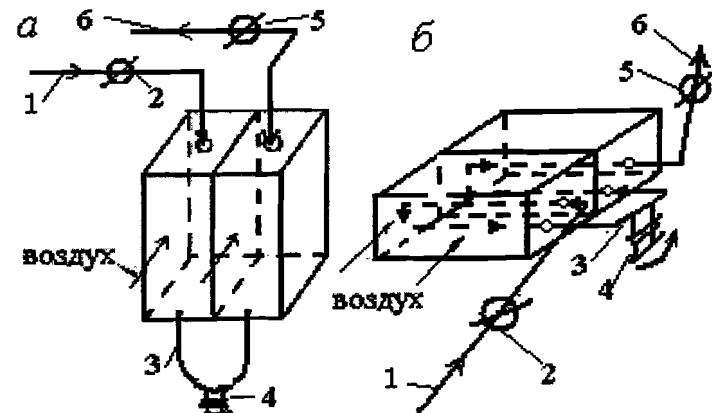


Рис. 3.6. Схемы присоединения калориферных установок при использовании в качестве теплоносителя горячей воды: а - двухходовая последовательная однорядная схема; б - многоходовая последовательная двухрядная схема; 1 - прямая линия сетевой воды, 2 и 5 - водяные вентили, 3 - калач, 4 - сливная пробка, 6 - обратная линия сетевой воды

При использовании в качестве теплоносителя водяного пара или горячей воды средний температурный напор рассчитывается, соответственно, по выражению

$$\Delta t_{cp} = t_{нас} - \frac{t_{np} + t_n}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.9)$$

или

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_n + t_o}{2} - \frac{t_{np} + t_n}{2}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.10)$$

где $t_{нас}$ - температура насыщенного пара при соответствующем давлении, $^\circ\text{C}$; t_{np} и t_n - температура приточного и наружного воздуха, $^\circ\text{C}$; t_n и t_o - температура воды в прямой и обратной линиях тепловой сети, $^\circ\text{C}$.

Расчёт коэффициентов теплопередачи калориферов производится в зависимости от типа калориферных установок (типа оребрения труб) и вида теплоносителя по эмпирическим зависимостям. При использовании в качестве теплоносителя водяного пара или горячей воды коэффициент теплопередачи рассчитывается в общем виде, соответственно, по уравнениям

$$K = c \cdot (W_e \cdot \rho_e)^n, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}) \quad (3.11)$$

или

$$K = c \cdot (W_e \cdot \rho_e)^n \cdot W_{вод}^m, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}), \quad (3.12)$$

где c - эмпирический коэффициент пропорциональности; W_e - скорость воздуха, м/с; ρ_e - плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; $W_{вод}$ - скорость воды, м/с; n и m - показатели степени, определяемые опытным путём.

Аэродинамическое сопротивление калориферной установки по стороне воздуха определяется по эмпирической зависимости

$$\Delta P_K = c \cdot (W_e \cdot \rho_e)^n, \text{ Па} \quad (3.13)$$

Расчётные формулы для коэффициента теплопередачи и аэродинамического сопротивления некоторых типов калориферов приведены в Приложении, табл. П-13.

Расчет калориферных установок обычно выполняют в следующей последовательности. Предварительно задаются величиной

массовой скорости воздуха ($W_e \cdot \rho_e$) в пределах 8-12 $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Определяют для выбранной модели калорифера проходное сечение по воздуху

$$f_e = G_e / (W_e \cdot \rho_e), \text{ м}^2 \quad (3.14)$$

Затем выбирают номер калорифера и схему его включения, предварительно определив из величины требуемой поверхности нагрева (см. выражение 3.8) количество калориферов, $n_k = \sum F / F_k$. После этого определяют истинное значение f_e и $\sum F$ при принятом n и выполняют уточненный расчет при фактической массовой скорости ($W_e \cdot \rho_e$). Сопоставляют расчётную величину поверхности нагрева калориферной установки $\sum F$ с фактически принятой. Решение считается правильным, если расчётная величина поверхности нагрева превосходит фактическую не более, чем на 20 %.

3.4. Основные схемы систем естественной вентиляции и их расчёт

В качестве примеров естественной вентиляции рассмотрены схемы канальной вытяжной вентиляции без организованного притока воздуха и приточно-вытяжной канальной схемы с организованным притоком воздуха, приведенные на рис. 3.7 и 3.8.

Расчёт систем с естественной вентиляцией сводится к сопоставлению расчетного гравитационного давления $\Delta P_{ГР}$ и суммарного сопротивления по тракту движения воздуха ΔP_K в вентиляционных каналах. Расчетное гравитационное давление определяется при температуре наружного воздуха $+5 \text{ } ^\circ\text{C}$ и предполагается, что все оно расходуется на преодоление сопротивления по тракту вытяжного канала.

Гравитационное давление рассчитывается по формуле

$$\Delta P_{ГР} = g \cdot h \cdot (\rho_n - \rho_e), \text{ Па} \quad (3.15)$$

где $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$ - ускорение свободного падения; h - вертикальное расстояние от центра оконного проёма соответствующего этажа до устья вытяжной шахты, м; ρ_n и ρ_e - соответственно, плотность наружного и внутреннего воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$.

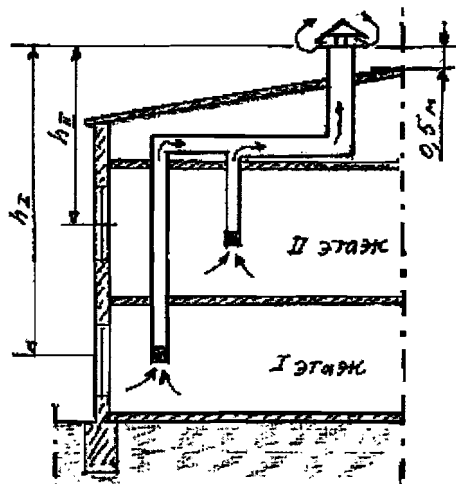


Рис. 3.7. Схема устройства вытяжной вентиляции без организованного притока воздуха

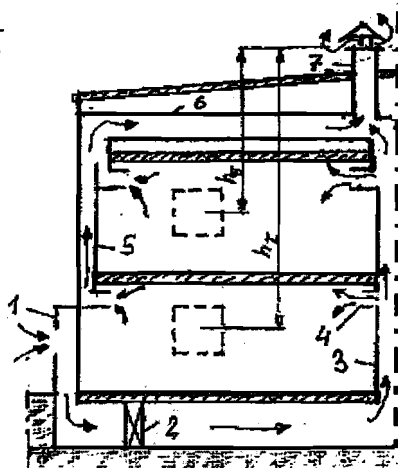


Рис. 3.8. Принципиальная схема приточно-вытяжной вентиляции с организованным притоком воздуха:
1-воздухоприёмник; 2-калорифер;
3-приточные каналы; 4-жалюзийные решетки; 5 - вытяжные каналы;
6 -сборный канал; 7 -шахта

Расчёт сети каналов осуществляют для каждого участка отдельно и обычно начинают с ветви, для которой расчётное гравитационное давление имеет наименьшее значение, т.е. для каналов верхнего этажа здания. При расчёте сети воздуховодов жилых и общественных зданий прежде всего производят ориентировочный выбор их проходных сечений, исходя из допустимых скоростей движения воздуха. При этом скорость воздуха в каналах верхних этажей принимается $W = 0,5 - 0,8$ м/с, в каналах нижних этажей и сборных каналах на чердаке $W = 1$ м/с, в вытяжной шахте $W = 1 - 1,5$ м/с.

По ориентировочно принятым размерам каналов на участках сети воздуховодов при принятых скоростях воздуха определяют суммарные потери давления на трение и местные сопротивления.

Потери напора на трение рассчитываются по формуле Дарси

$$\Delta P_{TP} = \xi_i \cdot \frac{\ell_i \cdot \rho \cdot W_i^2}{d_i \cdot 2}, \quad \text{Па} \quad (3.16)$$

где ξ_i - коэффициент сопротивления трению, ℓ_i - протяженность расчётного участка, м; d_i - определяющий линейный размер воздуховода, м; ρ - плотность воздуха, кг/м³; W_i - скорость воздуха, м/с.

Для определения коэффициента сопротивления трению можно использовать формулу Альтшуля

$$\xi_i = 0,11 \cdot \left(\frac{0,0001}{d_i} + \frac{68}{Re_i} \right)^{0,25}, \quad (3.17)$$

где $Re_i = W_i d_i / \nu$ - число Рейнольдса для соответствующего участка воздуховода.

В качестве линейного определяющего размера в формулах (3.16), (3.17) и числах Re принимается: для каналов круглого сечения - внутренний диаметр воздуховода; для каналов некруглого сечения - эквивалентный диаметр, который рассчитывается из выражения

$$d_э = \frac{4 \cdot f}{\Pi}, \quad \text{м} \quad (3.18)$$

где f - проходное сечение канала, м²; Π - периметр канала, м.

Потери напора на местные сопротивления рассчитываются из выражения

$$\Delta P_M = \sum \psi_i \cdot \frac{\rho \cdot W_i^2}{2}, \quad \text{Па} \quad (3.19)$$

где $\sum \psi_i$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений. Численные значения некоторых коэффициентов местных сопротивлений приведены в Приложении, табл. П-14.

Затем подсчитываются суммарные потери напора по тракту вентиляционных каналов

$$\Delta P_K = 1,1 \cdot (\Delta P_{TP} + \Delta P_M), \quad \text{Па} \quad (3.20)$$

где 1,1 - коэффициент запаса.

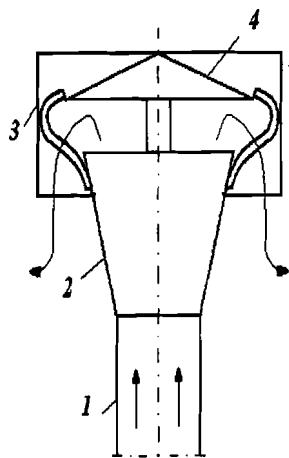
Если $\Delta P_K < \Delta P_{TP}$ на 10 % и менее (для каждого этажа), то принятые проходные сечения каналов принимаются как

окончательные. В противном случае делается перерасчёт проходных сечений воздуховодов в сторону их увеличения для уменьшения скорости воздуха и, соответственно, снижения потерь давления до необходимого уровня. Сечения вентиляционных каналов рассчитываются из уравнения расхода

$$f = \frac{V}{W \cdot 3600}, \text{ м}^2, \quad (3.21)$$

где V - объём воздуха, м³/ч; W - скорость воздуха, м/с.

Как отмечалось выше, в системах естественной вентиляции движение воздуха осуществляется в основном за счёт гравитационного давления. Для его увеличения в устье вытяжной шахты устанавливают специальные насадки-дефлекторы. Усиление тяги происходит благодаря разрежению, возникающему при обтекании дефлектора ветром. Разрежение, создаваемое дефлектором, и количество удаляемого воздуха зависят от скорости ветра, конструкции дефлектора, скорости воздуха в патрубке дефлектора. Одна из конструкций дефлектора приведена на рис. 3.9.



Величина разрежения, создаваемого дефлектором, при известных скорости ветра, обдувающего кольцо, и скорости воздуха в патрубке, а, следовательно, количество удаляемого воздуха, рассчитываются по специальной методике.

В отдельных случаях, при расчёте аэрации зданий по специальным методикам, кроме гравитационного давления учитывают также ветровое давление, обусловленное устойчивым направлением ветра в течение продолжительного времени.

Рис. 3.9. Конструкция дефлектора:
1 - цилиндрический патрубок; 2 - диффузор;
3 - кольцо; 4 - зонтик

3.5. Основные схемы систем принудительной вентиляции и их расчёт

В качестве примеров принудительной вентиляции рассмотрены некоторые типовые схемы организации воздухообмена в помещениях различного назначения.

На рис. 3.10 приведена схема приточно-вытяжной принудительной системы вентиляции здания общественного назначения.

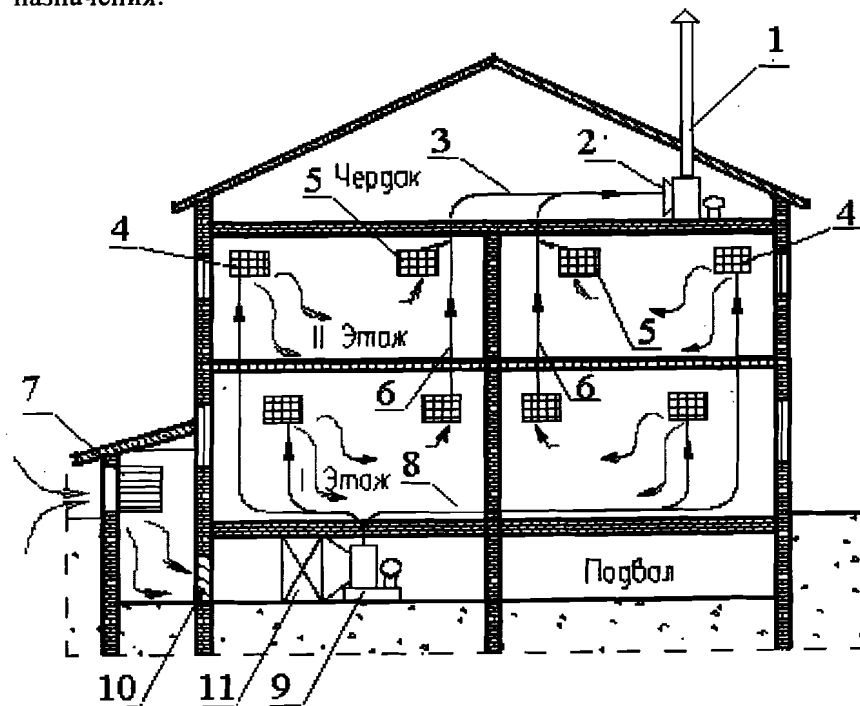


Рис. 3.10. Схема приточно-вытяжной принудительной вентиляции здания общественного назначения:

1 - вытяжная шахта, 2 - вытяжной вентилятор, 3 - сборный канал, 4 - приточные решётки, 5 - вытяжные решётки, 6 - вытяжные каналы, 7 - воздухоприёмная шахта, 8 - приточные воздуховоды, 9 - приточный вентилятор, 10 - регулирующий клапан, 11 - калорифер

К зданиям общественного назначения относятся клубы, кинотеатры, музеи, административные и учебные помещения и

т.п. Как правило, приточные вентиляционные камеры с установкой необходимого оборудования располагаются в подвальном помещении, а вытяжные - на чердаке. Воздуховоды в таких помещениях обычно выполняют из неметаллических материалов в виде приставных каналов, подшивных потолков, специальных ниш в конструкциях стен и перекрытий и т.п., учитывая архитектурно-планировочные решения здания.

Одна из схем организации воздухообмена в здании производственного назначения приведена на рис.3.11.

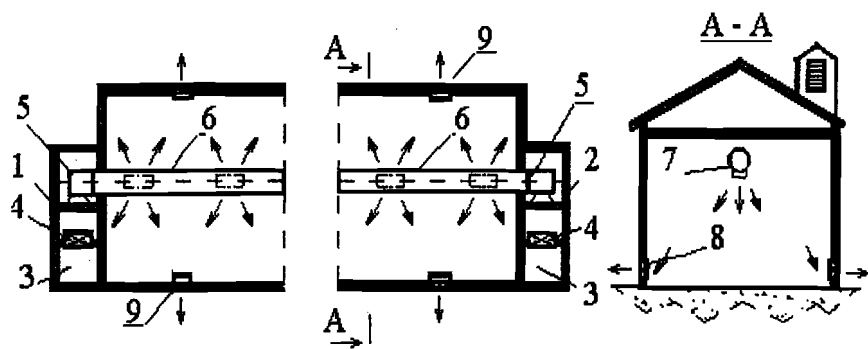


Рис. 3.11. Схема приточно-вытяжной принудительной вентиляции здания производственного назначения:
1 и 2 - приточные венткамеры, 3 - приточные шахты, 4 - калориферы, 5 - приточные центробежные вентиляторы, 6 - приточный воздуховод, 7 - приточные решетки, 8 - жалюзийные решетки, 9 - вытяжные осевые вентиляторы

Схемы вентиляции зданий производственного назначения очень разнообразны и зависят, прежде всего, от характера выполняемых работ и типа установленного оборудования. Воздуховоды в таких помещениях обычно выполняют металлическими круглой, прямоугольной или квадратной формы в соответствии со стандартом.

Особо важную роль системы вентиляции выполняют на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности, где общеобменная и технологическая вентиляция неразрывно связаны между собой. Одна из схем вентиляции цеха бумагоделательной машины представлена на рис. 3.12.

Приточный воздух забирается с улицы, проходит теплоуловитель второй ступени 2, где частично нагревается за счёт теплоты удаляемой паровоздушной смеси. Затем часть воздуха после дополнительного подогрева в калорифере 3 вентилятором подаётся в чердачное помещение, откуда через потолочные плафоны 5 сбрасывается в цех. Другая часть приточного воздуха посредством системы воздухораспределения подаётся в рабочую зону через специальные колонки 6.

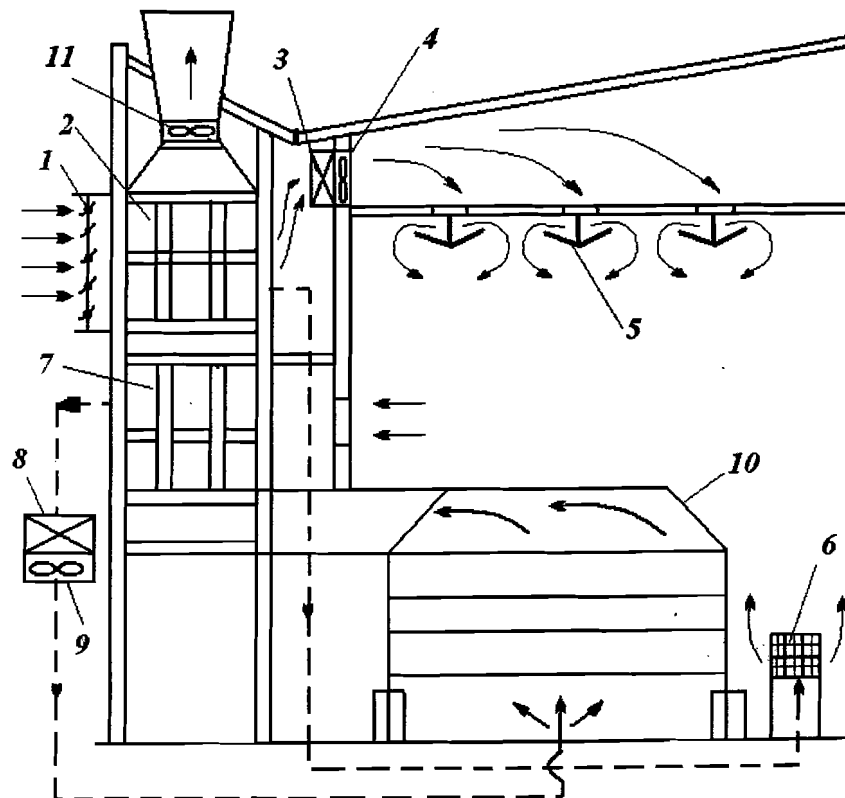


Рис. 3.12. Принципиальная схема вентиляции цеха бумагоделательной машины:
1 - воздухозаборная решётка; 2, 7 - соответственно, теплоуловитель второй и первой ступени; 3, 8 - калориферы; 4, 9, 11 - вентиляторы; 5 - потолочные плафоны; 6 - воздухораспределительные колонки; 10 - бумагаделательная машина

Воздух на технологические нужды забирается из цеха, проходит первую ступень теплоуловителя 7 и после дополнительного подогрева в калорифере 8 вентилятором 9 подаётся под колпак машины 10 на сушку бумажного полотна. Удаляется паровоздушная смесь осевым вентилятором 11 в атмосферу.

Расчёт систем приточной и вытяжной вентиляции производится по общепринятой методике на основании расчётной схемы. В качестве примера на рис. 3.13 приведена одна из схем приточной системы принудительной вентиляции.

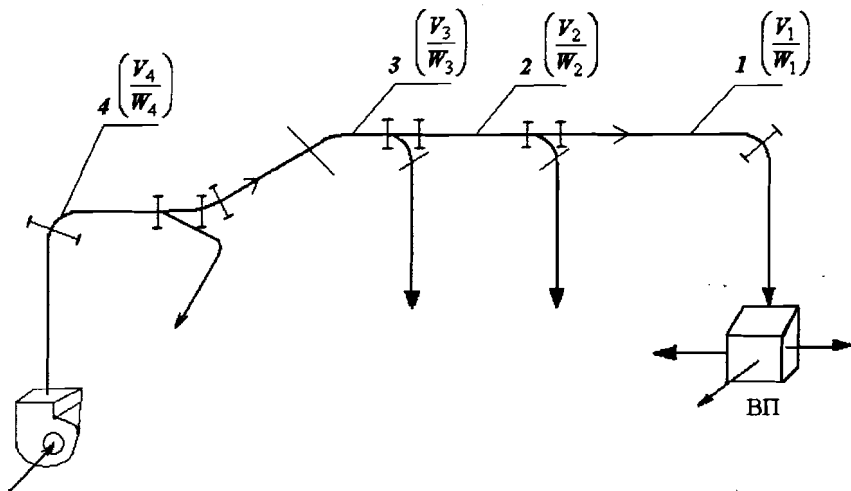


Рис. 3.13. Расчётная схема приточной системы принудительной вентиляции:
1-4 – номера участков; $V_1 - V_4$ – объёмы воздуха для соответствующего участка; $W_1 - W_4$ – скорости движения воздуха на соответствующем участке; \perp – отвод 90° ; —|— – тройник на проходе; $>$ – конфузور; ВП – воздухораспределитель

Схема составляется для наиболее протяжённой ветви сети воздуховодов, а её расчёт начинают с наиболее удаленного участка. Целью аэродинамического расчёта является определение потерь напора (сопротивления) системы воздухоподготовки и сопоставление этих потерь со свободным давлением вентилятора.

Потери напора на трение и местные сопротивления рассчитываются по методике, изложенной в п. 3.4, для каждого участка отдельно, а затем суммируются.

Применительно к расчетной схеме, приведенной на рис. 3.13, характер и численные значения коэффициентов местных сопротивлений можно представить следующим образом:

- участок 1: воздухораспределитель $\psi_{ВП} = 1,4$; отвод 90° $\psi_{90} = 0,4$; конфузор $\psi_K = 0,1$. Всего $\sum \psi_1 = 1,9$.

- участок 2: тройник на проходе $\psi_{ТР} = 0,1$; конфузор $\psi_K = 0,1$. Всего $\sum \psi_2 = 0,2$.

- участок 3: тройник на проходе $\psi_{ТР} = 0,1$; отвод 90° $\psi_{90} = 0,4$; конфузор $\psi_K = 0,1$. Всего $\sum \psi_3 = 0,6$.

- участок 4: отвод 90° $\psi_{90} = 0,4$; тройник на проходе $\psi_{ТР} = 0,1$; отвод 90° $\psi_{90} = 0,4$; диффузор после вентилятора $\psi_D = 0,2$. Всего $\sum \psi_4 = 1,1$.

Если в схеме приточной или вытяжной вентиляции имеются другие элементы, например, калориферы, жалюзийные решётки, регулирующие клапаны или заслонки и т.п., то их сопротивление рассчитывается отдельно и включается в суммарное сопротивление сети воздуховодов.

Глава 4. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

4.1. Классификация систем кондиционирования воздуха и их основные элементы

Системы кондиционирования воздуха по назначению можно подразделить на комфортные, технологические и комфортно-технологические. В первом случае обеспечиваются нормируемые параметры воздушной среды для человека, во втором случае – параметры технологического процесса, третий случай предполагает обеспечение нормируемых параметров технологического процесса в условиях постоянного пребывания обслуживающего персонала.

По принципу централизации их функций системы кондиционирования различают: центральные, местные, неавтономные и автономные.

В центральных системах источники холода и теплоты централизованы. Распределение воздуха по отдельным помещениям производится с помощью разветвлённых сетей воздуховодов.

Местные неавтономные системы имеют централизованные источники холода и теплоты. Обработка воздуха производится в местных кондиционерах, которые располагают непосредственно в обслуживаемых ими помещениях. В этом случае система распределительных воздуховодов отсутствует. Питание местных неавтономных кондиционеров теплоносителем и хладоносителем производится с помощью трубопроводов, соединяющих эти кондиционеры с центральными источниками теплоты и холода.

Автономные системы отличаются тем, что в каждом кондиционируемом помещении устанавливают автономные кондиционеры с индивидуальными, встроенными в общий корпус кондиционера, холодильными машинами.

По режиму работы кондиционеры подразделяются на круглогодичные, поддерживающие требуемые параметры воздуха в течение всего года, и сезонные, осуществляющие для холодного периода нагрев и увлажнение, а для теплого периода - охлаждение и осушение воздуха.

По давлению, развиваемому вентилятором, системы кондиционирования воздуха различают: низкого давления ($\Delta P < 1,0 \text{ кПа}$), среднего давления ($1,0 \text{ кПа} < \Delta P < 3,0 \text{ кПа}$), и высокого давления ($\Delta P > 3,0 \text{ кПа}$).

По схеме обработки воздуха системы кондиционирования бывают прямоточными, характерные тем, что обработке в кондиционере подлежит только наружный (свежий) воздух, и рециркуляционные, характеризующиеся обработкой в кондиционерах смеси наружного и части рециркуляционного (отработавшего) воздуха.

Основными элементами систем кондиционирования воздуха являются: 1) воздушные фильтры, предназначенные для очистки наружного и рециркуляционного воздуха от пыли; 2) воздухонагреватели (калориферы), обеспечивающие необходимый подогрев воздуха; 3) оросительная камера, включающая в себя систему трубопроводов с форсуночными устройствами, предназначенную для разбрызгивания воды; 4) форсунки. В качестве примеров на рис. 4.1 - 4.4 приведены некоторые конструкции основных элементов.

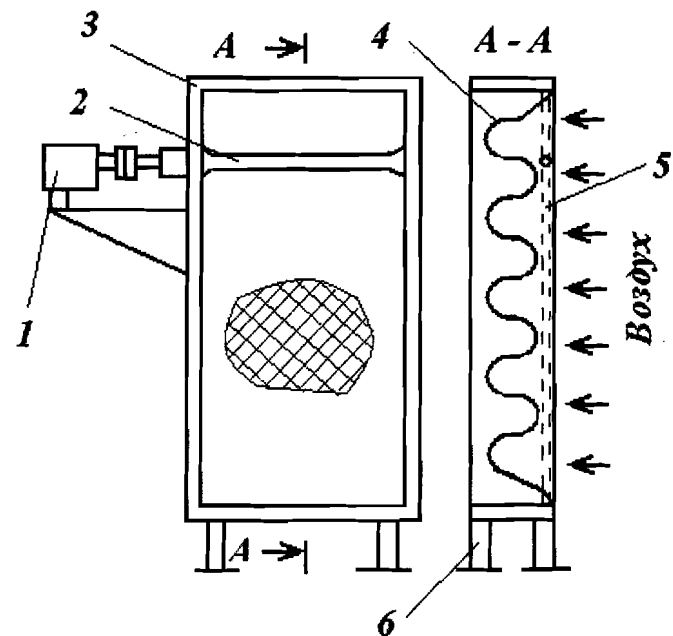


Рис. 4.1. Принципиальная схема сухого воздушного фильтра: 1 – электропривод; 2 – катушка для наматывания фильтрационного материала; 3 – корпус; 4 – неподвижная решётка; 5 – фильтрующий материал; 6 – подставка

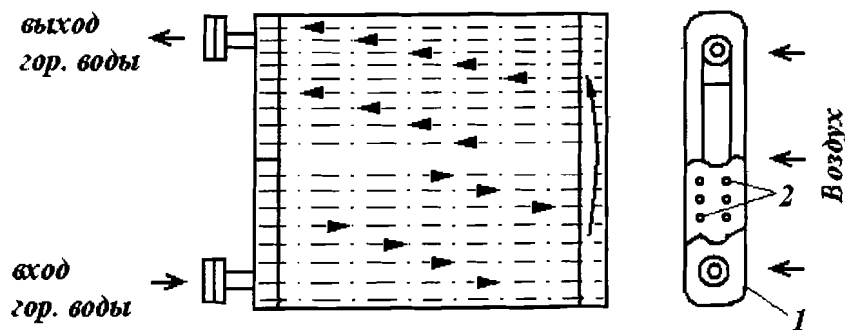


Рис. 4.2. Двухрядный воздухонагреватель: 1 – корпус, 2 – трубки

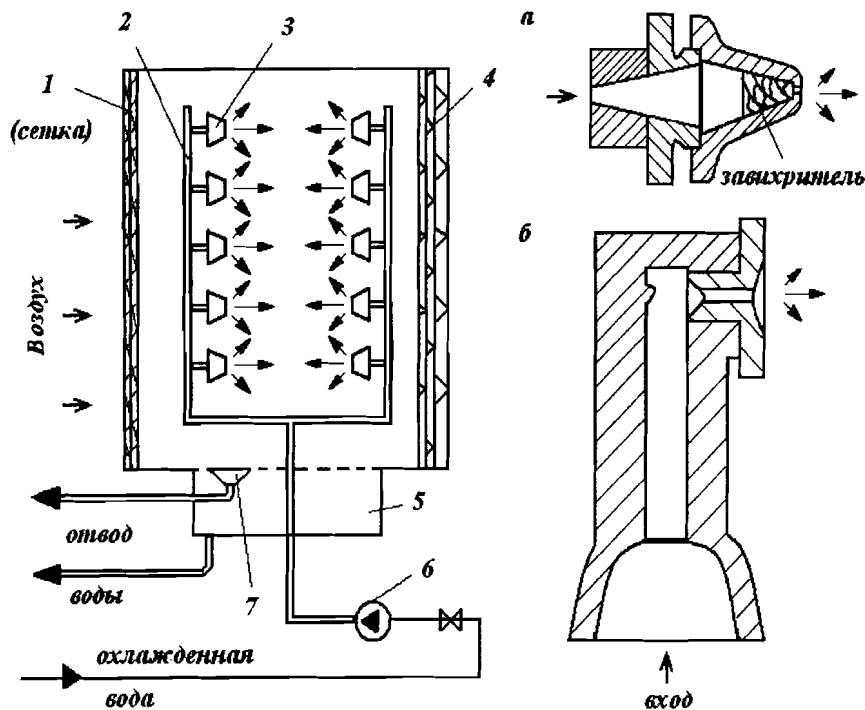


Рис. 4.3. Принципиальная схема оросительной камеры: 1-воздухораспределитель, 2-коллекторы, 3-форсунки, 4-каплеуловитель, 5-поддон, 6-насос, 7-переливное устройство

4.2. Прямоточная схема обработки воздуха при наличии в помещении теплоизбытков

В общем случае, расчёт систем кондиционирования воздуха производится на основе избыточных тепловыделений, влаговыведений, содержания вредных газов или пыли. В данном случае, рассматривается вариант расчёта, основанный только на избыточных тепловыделениях.

Прямоточные схемы обычно применяют в тех случаях, когда по условиям запылённости или загазованности использование

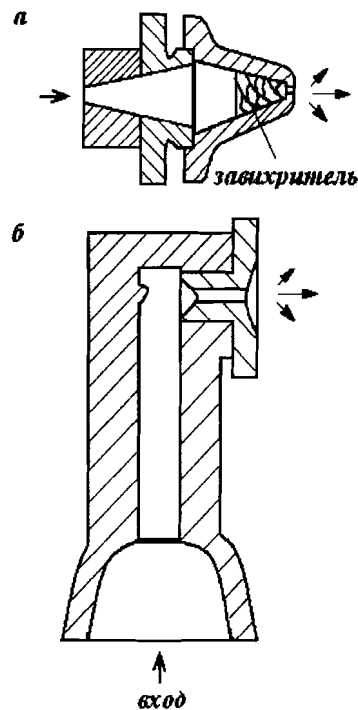


Рис. 4.4. Форсунки: а - прямоточная б - угловая

рециркуляционного воздуха не допускается, и кондиционеры работают только на наружном воздухе. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха приведена на рис. 4.5.

В тёплый период года наружный воздух в полном количестве L_0 проходит через фильтр, где осуществляется его очистка, поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлажденная вода, имеющая температуру ниже температуры точки росы.

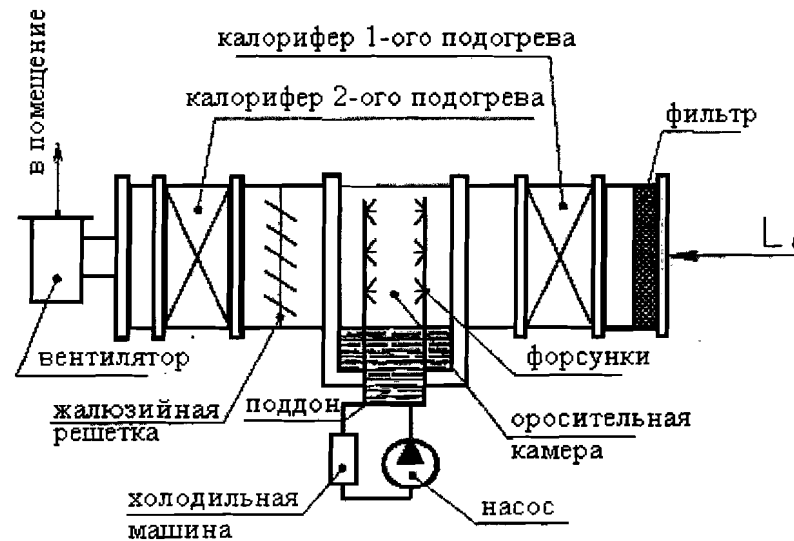


Рис. 4.5. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха

При контакте воздуха с капельками воды он охлаждается и осушается, приобретая в конце оросительной камеры заданное влагосодержание при насыщении, обычно равном $\phi = 95\%$. Так как при этом температура воздуха становится ниже необходимой температуры приточного воздуха, то для доведения до указанной температуры воздух после оросительной камеры направляется в калорифер второго подогрева, в котором он нагревается до заданной температуры.

Во избежание механического выноса капель воды на выходе из оросительной камеры устанавливается жалюзийная решётка

(каплеуловитель). Обработанный воздух вентилятором подаётся в помещение.

Вода, собирающаяся в поддоне оросительной камеры, поступает в холодильную машину, где она охлаждается до необходимой температуры, и насосом по системе трубопроводов подаётся в форсунки, расположенные в оросительной камере.

В холодный период года наружный воздух в полном количестве L_0 поступает в калорифер первого подогрева, в котором он подогревается до той температуры, при которой его теплосодержание будет соответствовать расчётному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание при относительной влажности $\phi = 95\%$.

При адиабатическом процессе испарения температура воздуха на выходе из оросительной камеры достаточно близка к температуре мокрого термометра, которая обычно ниже заданной температуры приточного воздуха, поэтому для доведения температуры воздуха до заданной он подвергается дополнительному нагреву в калорифере второго подогрева.

Узел охлаждения и подачи воды в оросительную камеру работает в требуемом режиме. Обработанный воздух вентилятором подаётся в помещение.

Построение процесса обработки воздуха осуществляется на основе принятой прямоточной системы кондиционирования воздуха. Последовательность построения процессов в $I-d$ диаграмме для теплого периода года рассмотрена на рис. 4.6.

Наносится на поле $I-d$ диаграммы точка 1, соответствующая расчетным параметрам наружного воздуха для теплого периода при известной температуре t_n^T и относительной влажности ϕ_n^T . Затем наносится точка 2, соответствующая расчетным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_g^T и относительной влажности ϕ_g^T . Анализ взаимного расположения точек 1 и 2 на $I-d$ диаграмме показывает, что общее направление процесса обработки воздуха в теплый период сводится к его охлаждению и осушению. Этот процесс реализуется в камере орошения кондиционера за счет разбрызгиваемой воды, температура которой должна быть ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха.

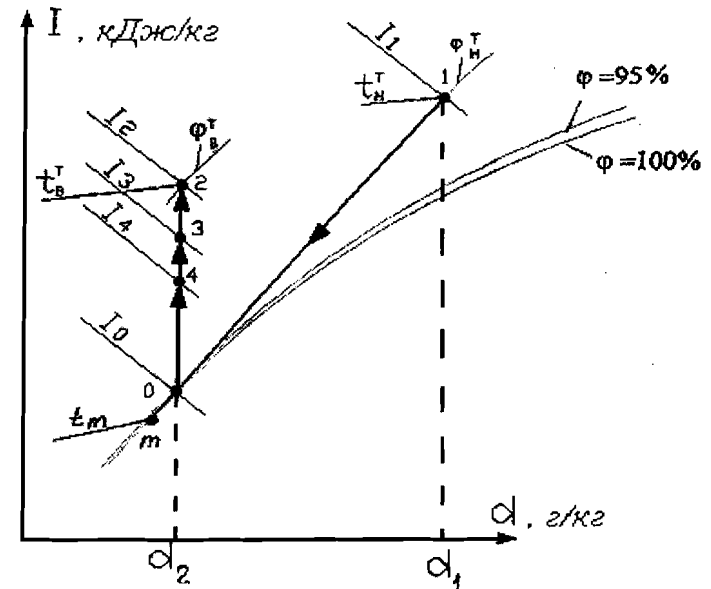


Рис. 4.6. Процесс обработки воздуха в тёплый период года

При этом следует учитывать два обстоятельства: во-первых, для предотвращения механического уноса капель влаги в систему воздуховодов на выходе из оросительной камеры величина относительной влажности не должна превышать $\phi = 95\%$; во-вторых, влагосодержание обрабатываемого воздуха на выходе из оросительной камеры должно соответствовать расчетному влагосодержанию воздуха внутри помещения (в точке 2), так как в помещении отсутствуют влаговыведения. Учет этих факторов позволяет на поле $I-d$ диаграммы нанести точку 0, характеризующую параметры воздуха на выходе из оросительной камеры.

Для этого сначала осуществляют построение линии нижней пограничной кривой $\phi = 100\%$ и линии относительной влажности $\phi = 95\%$. Точка 0 будет находиться на пересечении луча $d_2 = const$, проведенного из точки 2 вертикально вниз, и линии относительной влажности $\phi = 95\%$. Соединив точки 1 и 0 прямой линией, получают луч процесса охлаждения и осушения воздуха в оросительной камере кондиционера. Продлив луч процесса 1 - 0 до пересечения с линией

$\varphi = 100\%$, определяют точку m , температура в которой с известным приближением принимается в качестве конечной температуры охлаждающей воды на выходе из оросительной камеры t_m .

Затем определяют температуру приточного воздуха в помещение. За счет имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на 4-6 °C ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки 3, расположенной на линии $d_2 = const$ и отстоящей от точки 2 по значению температуры на 4-6 °C.

В теплый период года за счет более высокой температуры окружающего воздуха происходит естественный подогрев воздуха в воздуховодах и самом вентиляторе. Величина этого подогрева оценивается в 1,5-2 °C. Это позволяет определить положение точки 4, характеризующей параметры воздуха на выходе из калорифера второго подогрева. Точка 4 расположена на линии $d_2 = const$ и отстоит от точки 3 по значению температуры на 1,5-2 °C.

Таким образом, окончательно процесс обработки воздуха в теплый период года для приточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только теплоизбытков осуществляется по линии 1 - 0 - 4 - 3 - 2, где 1 - 0 - процесс охлаждения и осушения наружного воздуха в оросительной камере кондиционера; 0 - 4 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 4 - 3 - процесс естественного подогрева воздуха в воздуховодах и вентиляторе; 3 - 2 - естественный подогрев воздуха в помещении за счет имеющихся там теплоизбытков.

Последовательность построения процесса обработки воздуха в $I-d$ диаграмме для холодного периода года рассмотрена на рис. 4.7.

Наносится на поле $I-d$ диаграммы точка 1, соответствующая расчетным параметрам наружного воздуха для холодного периода года при известной температуре t_n^X и относительной влажности φ_n^X . Затем наносится точка 2, соответствующая расчетным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_e^X и относительной влажности φ_e^X . Анализ взаимного расположения точек 1 и 2 на $I-d$ диаграмме показывает, что общее направление процесса обработки воздуха в холодный период сводится к его нагреванию и увлажнению.

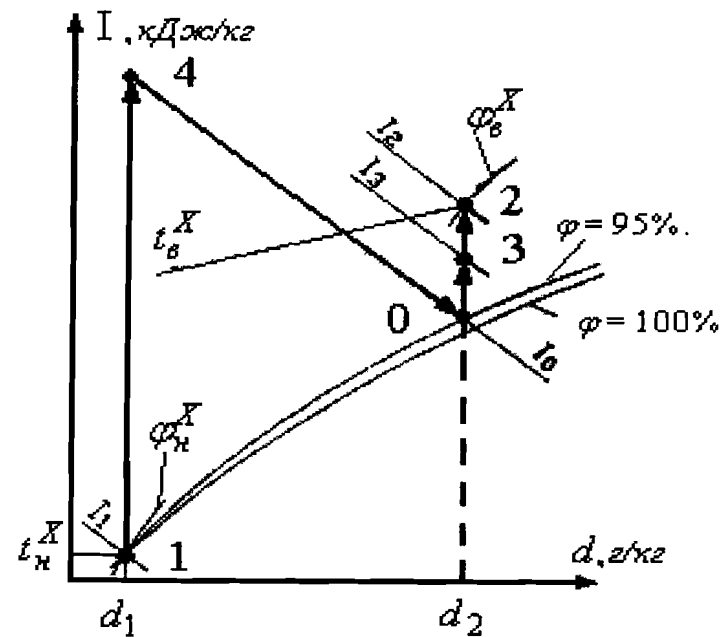


Рис. 4.7. Процессы обработки воздуха в холодный период года

Этот процесс реализуется в камере орошения кондиционера за счет разбрызгиваемой воды, температура которой должна быть выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха. При этом в оросительной камере кондиционера осуществляется процесс адиабатического увлажнения воздуха.

Процесс адиабатического увлажнения характеризуется равенством между количеством теплоты, полученным поверхностью жидкости от окружающего воздуха, и количеством теплоты, затраченным на испарение. Поступающая к поверхности жидкости от наружного воздуха явная теплота полностью затрачивается на испарение части жидкости, переходя при этом в скрытую теплоту водяных паров. Образовавшиеся водяные пары поступают в окружающий воздух, увеличивая его влагосодержание и теплосодержание. Тем самым воздуху компенсируется снижение его теплосодержания в связи с расходом явной теплоты на испарение. Таким образом, для практических расчетов можно предполагать, что адиабатический процесс увлажнения воздуха осуществляется по линии постоянного теплосодержания $I = const$.

С учетом условий рассматриваемого варианта на поле $I-d$ диаграммы наносят точку 0, характеризующую параметры воздуха на выходе из оросительной камеры. Для этого сначала осуществляют построение линии нижней пограничной кривой $\varphi=100\%$ и линии относительной влажности $\varphi=95\%$. Точка 0 будет находиться на пересечении луча $d_2 = const$, проведенного из точки 2 вертикально вниз, и линии относительной влажности $\varphi=95\%$. Проведя через точку 0 луч процесса адиабатического увлажнения по линии $I_0 = const$, а через точку 1 линию луча процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получают точку 4 пересечения этих линий, параметры которой определяют состояние воздуха на входе в оросительную камеру.

Затем определяют температуру приточного воздуха в помещении. За счет имеющихся в помещении теплоизбытков температура воздуха в рабочей зоне будет повышаться, что дает основание принимать температуру приточного воздуха на 4 - 6 °С ниже, чем расчетная температура воздуха в помещении. Параметры приточного воздуха характеризуются положением точки 3, расположенной на линии $d_2 = const$ и отстоящей от точки 2 по значению температуры на 4-6 °С. В холодный период года естественного подогрева воздуха в воздуховодах не происходит.

Таким образом, окончательно процесс обработки воздуха в холодный период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только теплоизбытков осуществляется по линии 1-4-0-3-2, где 1-4 - процесс нагрева наружного воздуха в калорифере первого подогрева; 4-0 - процесс адиабатического увлажнения воздуха в оросительной камере кондиционера; 0-3 - процесс нагрева воздуха в калорифере второго подогрева; 3-2 - естественный процесс подогрева воздуха в помещении за счет имеющихся там теплоизбытков.

При наличии в помещении только теплоизбытков массовый расход кондиционируемого воздуха для теплого и холодного периодов года можно рассчитать по выражению

$$G_6^{T,X} = \frac{Q_{изб}^{T,X}}{c_p \cdot (t_6^{T,X} - t_{np}^{T,X})}, \text{ кг/с} \quad (4.1)$$

где $Q_{изб}$ - избыточная теплота в помещении, соответственно, для

теплого или холодного периода года, Вт; $c_p \approx 1.005$ - теплоемкость воздуха, кДж/(кг·°С); $t_6^{T,X}$ и $t_{np}^{T,X}$ - соответственно расчетная температура воздуха внутри помещения для теплого или холодного периода и температура приточного воздуха в соответствующий период (см. $I-d$ диаграммы, рис. 4.6 и 4.7).

Объемный расход кондиционируемого воздуха составит по периодам года

$$V_6^{T,X} = \frac{G_6^{T,X} \cdot 3600}{\rho_6}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (4.2)$$

где $\rho_6 \approx 1,2$ - плотность воздуха, кг/м³.

Холодопроизводительность кондиционера рассчитывается по наиболее напряженному режиму работы холодильной установки, т.е. для теплого периода года:

$$Q_{хол} = G_6^T \cdot (I_1 - I_0), \text{ кВт} \quad (4.3)$$

где G_6^T - массовый расход кондиционируемого воздуха в теплый период, кг/с; I_1 и I_0 - соответственно, теплосодержание наружного воздуха и воздуха на выходе из оросительной камеры, кДж/кг (см. $I-d$ диаграмму, рис. 4.6).

Теплопроизводительность калорифера первого подогрева, работающего только в холодный период года, рассчитывается из выражения

$$Q_{к1}^X = G_6^X \cdot (I_4 - I_1), \text{ кВт} \quad (4.4)$$

где G_6^X - массовый расход кондиционируемого воздуха в холодный период года, кг/с; I_4 и I_1 - соответственно, теплосодержание воздуха после калорифера первого подогрева и на входе в него, кДж/кг (см. $I-d$ диаграмму, рис. 4.7)

Теплопроизводительность калорифера второго подогрева, работающего и в теплый, и в холодный периоды года, рассчитывается отдельно и составляет:

для теплого периода года

$$Q_{к2}^T = G_6^T \cdot (I_4 - I_0), \text{ кВт} \quad (4.5)$$

где I_4 и I_0 - соответственно, теплосодержание на выходе и входе калорифера, кДж/кг (см. $I-d$ диаграмму, рис 4.6);
для холодного периода года

$$Q_{к2}^X = G_8^X \cdot (I_3 - I_0), \text{ кВт} \quad (4.6)$$

где I_3 и I_0 - соответственно, теплосодержание на выходе и входе калорифера, кДж/кг (см. $I-d$ диаграмму, рис. 4.7).

Количество влаги, удаляемой из приточного воздуха в тёплый период года при его осушении, составит

$$W_{уд}^T = G_8^T \cdot (d_1 - d_2) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с} \quad (4.7)$$

где d_1 и d_2 - соответственно, влагосодержание воздуха на входе и выходе оросительной камеры, г/кг (см. $I-d$ диаграмму, рис.4.6).

Количество влаги, поглощаемой приточным воздухом в холодный период года при его увлажнении, составит

$$W_{пол}^X = G_8^X \cdot (d_2 - d_1) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с} \quad (4.8)$$

где d_2 и d_1 - соответственно, влагосодержание воздуха на входе и выходе оросительной камеры, г/кг (см. $I-d$ диаграмму, рис. 4.7).

Кратность воздухообмена по периодам года рассчитывается

$$n = \frac{V_8^{T,X}}{V_{ном}}, \text{ ч}^{-1} \quad (4.9)$$

где $V_{ном}$ - объём кондиционируемого помещения, м³.

Мощность электрического двигателя для привода вентилятора рассчитывается из выражения

$$N_3 = \frac{V \cdot \rho \cdot \Delta P \cdot k}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_3}, \text{ кВт} \quad (4.10)$$

где V - производительность одного вентилятора, м³/ч; $\rho = 1,2$ - плотность воздуха, кг/м³; ΔP - располагаемый напор вентилятора, Па; $\eta_3 = 0,8$ - коэффициент полезного действия электродвигателя; $k = 1,1$ - коэффициент запаса.

Требуемый расход воды на орошение определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_{хол} = G_{вод} \cdot c_p \cdot (t_m - t_{вод}^{ex}), \text{ кВт} \quad (4.11)$$

где $Q_{хол}$ - холодопроизводительность одного кондиционера, кВт; $G_{вод}$ - массовый расход воды на орошение, кг/с; t_m - температура воды на выходе из оросительной камеры, определяемая по $I-d$ диаграмме (рис. 4.6, температура в точке m), °С; $t_{вод}^{ex}$ - температура воды на входе в оросительную камеру (на выходе из холодильной машины), принимается на 4 - 6 °С ниже чем t_m , но не ниже +5 °С; $c_p = 4,19$ - теплоёмкость воды, кДж/(кг·°С).

Массовый расход воды на орошение может быть выражен

$$G_{вод} = \frac{Q_{хол}}{c_p \cdot (t_m - t_{вод}^{ex})}, \text{ кг/с} \quad (4.12)$$

Объёмный расход воды составляет

$$V_{вод} = \frac{G_{вод} \cdot 3600}{\rho_{вод}}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (4.13)$$

где $\rho_{вод} \approx 1000$ - плотность воды, кг/м³

4.3. Прямоточная схема обработки воздуха при наличии в помещении тепло - и влагоизбытков

Последовательность процесса обработки воздуха в $I-d$ диаграмме для теплого периода года при наличии в помещении тепло - и влагоизбытков рассмотрена на рис. 4.8.

Наносится на поле $I-d$ диаграммы точка 1, соответствующая расчётным параметрам наружного воздуха для тёплого периода при известной температуре t_n^T и относительной влажности ϕ_n^T . Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_8^T и относительной влажности ϕ_8^T . Задаются температурой приточного воздуха t_n^T и строят изотерму $t_n^T = const$. Затем при известных избыточных тепловыделениях $Q_{изб}$ и влаговыведениях $W_{изб}$ в

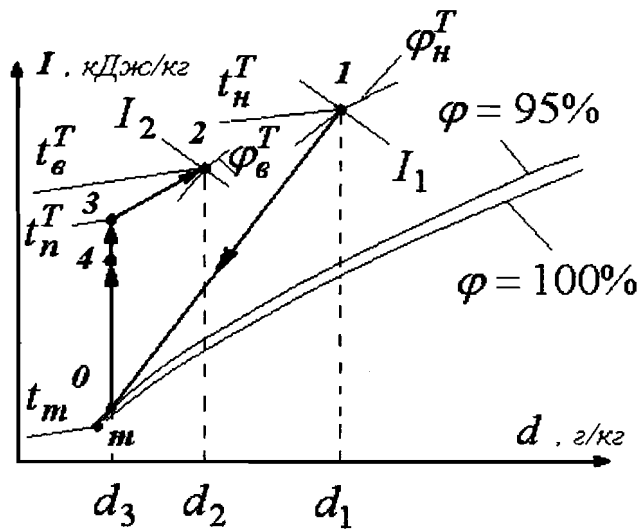


Рис. 4.8. Процесс обработки воздуха в тёплый период года при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков

помещении рассчитывается величина углового коэффициента $\varepsilon = Q_{изб} / W_{изб}$, и из точки 2 строят луч процесса изменения параметров воздуха в помещении под углом ε до пересечения с изотермой $t_n^T = const$. Точка пересечения обозначается цифрой 3 и соответствует параметрам приточного воздуха, подаваемого в помещение.

При известном влагосодержании приточного воздуха d_3 из точки 3 проводят луч процесса $d_3 = const$ до пересечения с линией $\phi = 95\%$ в точке 0. Параметры воздуха в точке 0 соответствуют состоянию воздуха на выходе из оросительной камеры.

За счёт более высокой температуры окружающего воздуха в тёплый период года происходит естественный подогрев воздуха в воздуховодах и самом вентиляторе примерно на 1,5-2 °С. Это позволяет определить положение точки 4, характеризующей параметры воздуха на выходе из калорифера второго подогрева. Точка 4 расположена на линии $d_3 = const$ и отстоит от точки 3 по значению температуры на 1,5-2 °С.

Таким образом окончательно процесс обработки воздуха в тёплый период года для приточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков осуществляется по линии 1 - 0 - 4 - 3 - 2, где 1 - 0 - процесс охлаждения и осушения наружного воздуха в оросительной камере кондиционера; 0 - 4 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 4 - 3 - процесс естественного подогрева воздуха в воздуховодах и вентиляторе; 3 - 2 - процесс естественного подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещении за счёт имеющихся там тепло- и влагоизбытков.

Последовательность процесса обработки воздуха в I-d диаграмме для холодного периода года рассмотрена на рис. 4.9.

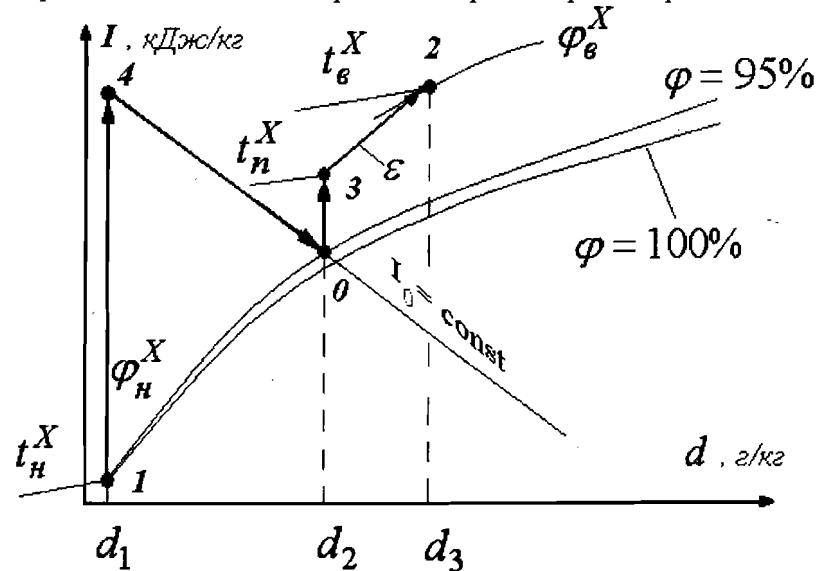


Рис. 4.9. Процесс обработки воздуха в холодный период года при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков

Наносится на поле I-d диаграммы точка I, соответствующая расчётным параметрам наружного воздуха для холодного периода года при известной температуре t_n^X и относительной влажности ϕ_n^X . Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_e^X и относительной влажности ϕ_e^X . Задаются температурой приточного воздуха t_n^X и

строят изотерму $t_n^X = const$. Затем при известных избыточных тепловыделениях $Q_{изб}$ и влаговыделениях $W_{изб}$ в помещении рассчитывается величина углового коэффициента $\epsilon = Q_{изб}/W_{изб}$ и из точки 2 строят луч процесса изменения параметров воздуха в помещении под углом ϵ до пересечения с изотермой $t_n^X = const$. Точка пересечения обозначается цифрой 3 и соответствует параметрам приточного воздуха, подаваемого в помещение.

При известном влагосодержании приточного воздуха d_3 из точки 3 проводят луч процесса $d_3 = const$ до пересечения с линией $\phi = 95\%$ в точке 0. Параметры воздуха в точке 0 соответствуют состоянию воздуха на выходе из оросительной камеры. В оросительной камере кондиционера осуществляется адиабатическое увлажнение воздуха, характеризующееся протеканием процесса при $I_0 = const$, луч которого проходит через точку 0. Процесс подогрева воздуха в калорифере первого подогрева осуществляется при известном и постоянном влагосодержании наружного воздуха по линии $d_1 = const$. Точка пересечения лучей процесса $I_0 = const$ и $d_1 = const$ обозначается цифрой 4 и характеризует состояние воздуха на выходе из калорифера первого подогрева (входа воздуха в оросительную камеру).

Таким образом, окончательный процесс обработки воздуха в холодный период года для приточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков осуществляется по линии 1-4-0-3-2, где 1-4 - процесс подогрева наружного воздуха в калорифере первого подогрева; 4-0 - адиабатический процесс увлажнения воздуха (с одновременным его охлаждением) в оросительной камере кондиционера; 0-3 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 3-2 - процесс естественного подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещении за счёт имеющихся там тепло- и влагоизбытков.

4.4. Схемы обработки воздуха с рециркуляцией

С целью экономии затрат энергии на подогрев воздуха в холодный период года используют различные схемы обработки воздуха с рециркуляцией (с возвратом части отработавшего воздуха обратно в цикл). Схемы обработки воздуха различаются числом

рециркуляций, местом подачи рециркуляционного воздуха, его количеством (долей от общего расхода воздуха) и т.п. В данном учебном пособии рассматриваются схемы кондиционирования с одной рециркуляцией и подводом рециркуляционного воздуха до калорифера первого подогрева и после него. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в холодный период года для помещения с тепло- и влагоизбытками и подмешиванием рециркуляционного воздуха до калорифера первого подогрева приведена на рис. 4.10.

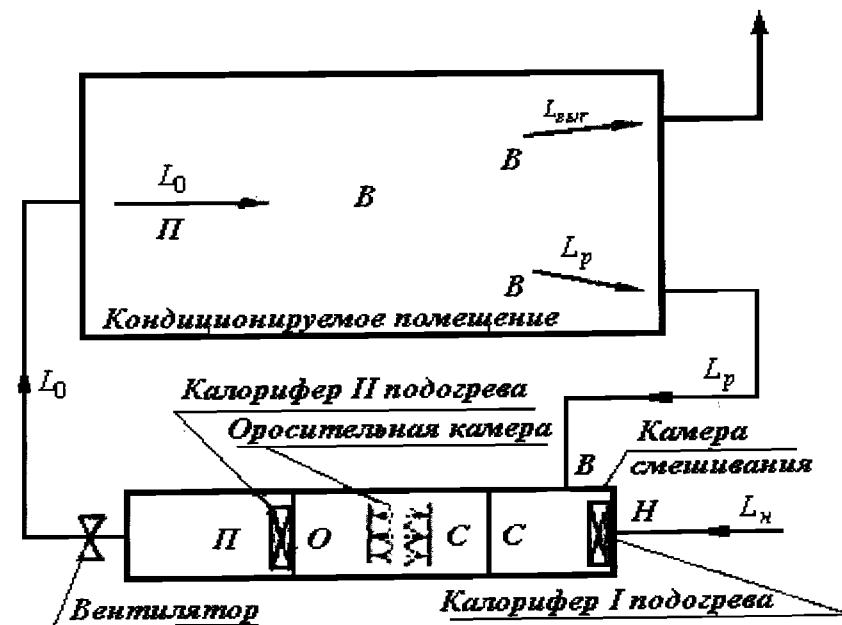


Рис. 4.10. Принципиальная схема кондиционирования воздуха с подмешиванием рециркуляционного воздуха до калорифера первого подогрева

К наружному воздуху в количестве L_n производится подмешивание рециркуляционного в количестве L_p до калорифера первого подогрева. Дальнейший процесс обработки воздуха осуществляется по аналогии с приточной схемой обработки воздуха для холодного периода года (см. п. 4.2). Последовательность процесса обработки воздуха в $I-d$ диаграмме для холодного периода года рассмотрена на рис. 4.11.

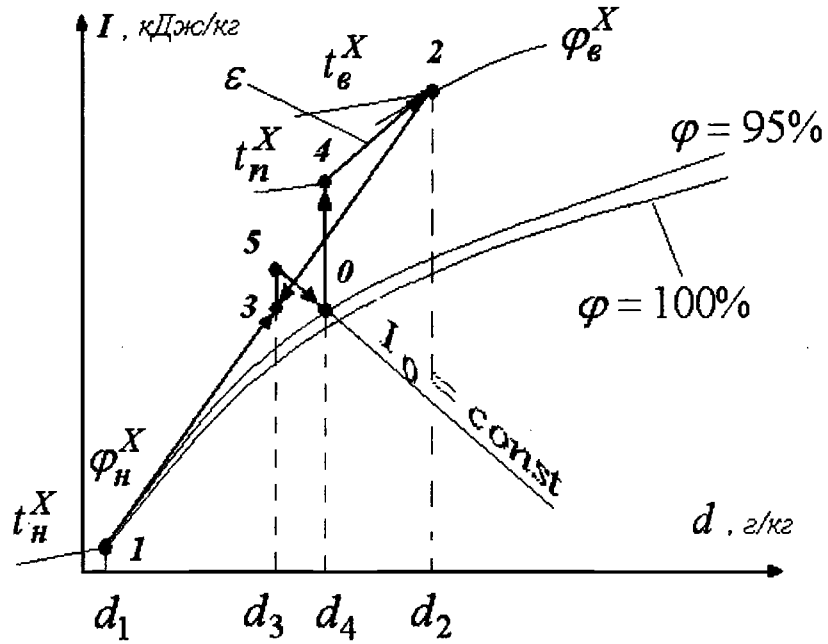


Рис. 4.11. Процесс обработки воздуха в холодный период года с применением рециркуляции и смешиванием потоков до калорифера первого подогрева

Наносится на поле $I-d$ диаграммы точка 1, соответствующая расчётным параметрам наружного воздуха при известной t_n^X и относительной влажности φ_n^X . Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха при известной t_e^X и относительной влажности φ_e^X . В соответствии с рассматриваемой схемой камера смешивания наружного и рециркуляционного воздуха находится перед калорифером первого подогрева, т.е. смешиваются два потока воздуха, состояние которых определяются положением точек 1 и 2. В этом случае процесс изменения параметров воздуха при их смешивании протекает по линии 1 - 2. Параметры точки смешения двух потоков характеризуются положением точки 3, лежащей на прямой 1-2, координаты которой могут быть определены из соотношения расходов воздуха, пропорционально соотношению соответствующих длин отрезков прямой 1-2 (см. п. 1.4)

$$\frac{L_0}{l_{1-2}} = \frac{L_n}{l_{2-3}} \Rightarrow l_{2-3} = \frac{L_n}{L_0} \cdot l_{1-2}, \quad (4.14)$$

где L_n и L_0 - соответственно, расход наружного воздуха и полный расход приточного воздуха, $m^3/ч$. При этом общий расход воздуха L_0 определяется расчётом летнего режима, а величина рециркуляционного воздуха L_p (соответственно, и количество наружного воздуха L_n) определяется заданием.

Параметры точки 3 характеризуют состояние воздуха на входе в калорифер первого подогрева. Затем задаются температурой приточного воздуха t_n^X и строят изотерму $t_n^X = const$. При известных избыточных тепловыделениях $Q_{изб}$ и влаговыведениях $W_{изб}$ в помещении рассчитывается угловой коэффициент $\varepsilon = Q_{изб} / W_{изб}$, и из точки 2 строят луч процесса изменения параметров воздуха в помещении под углом ε до пересечения с изотермой $t_n^X = const$. Точка пересечения обозначается цифрой 4 и соответствует параметрам приточного воздуха, подаваемого в помещение. При известном влагосодержании приточного воздуха d_4 из точки 4 проводят луч процесса $d_4 = const$ до пересечения с линией $\varphi = 95\%$ в точке 0. Параметры воздуха в точке 0 соответствуют состоянию воздуха на выходе из оросительной камеры. В оросительной камере кондиционера осуществляется адиабатическое увлажнение воздуха, характеризующееся протеканием процесса при $I_0 = const$, луч которого проходит через точку 0.

Процесс подогрева воздуха в калорифере первого подогрева осуществляется при известном и постоянном влагосодержании воздуха после его смешения по линии $d_3 = const$. Точка пересечения лучей процесса $I_0 = const$ и $d_3 = const$ обозначается цифрой 5 и характеризует состояние воздуха на выходе из калорифера первого подогрева (входа воздуха в оросительную камеру).

Таким образом, окончательный процесс обработки воздуха в холодный период года для рассматриваемой схемы кондиционирования воздуха при наличии в помещении тепло- и

влагоизбытков осуществляется по линии (1 - 2) - 3 - 5 - 0 - 4 - 2, где (1 - 2) - 3 - процесс изменения состояния воздуха в камере смешивания; 3 - 5 - процесс подогрева воздуха в калорифере первого подогрева; 5 - 0 - адиабатический процесс увлажнения воздуха (с одновременным его охлаждением) в оросительной камере кондиционера; 0 - 4 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 4 - 2 - процесс естественного подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещении за счёт имеющихся там тепло- и влагоизбытков.

Принципиальная схема кондиционирования воздуха в холодный период года для помещения с тепло- и влагоизбытками и подмешиванием рециркуляционного воздуха после калорифера первого подогрева (перед оросительной камерой) приведена на рис. 4.12.

Рассматриваемая схема отличается от предыдущей тем, что наружный воздух перед смешиванием с рециркуляционным подвергается предварительному нагреванию в калорифере первого подогрева. В остальной части эта схема полностью повторяет предыдущую. Последовательность построения процессов обработки воздуха в $I-d$ диаграмме рассмотрена на рис. 4.13.

Наносится на поле $I-d$ диаграммы точка I, соответствующая расчётным параметрам наружного воздуха для холодного периода года при известной температуре t_n^X и относительной влажности ϕ_n^X . Затем наносится точка 2, соответствующая расчётным параметрам внутреннего воздуха при известной температуре t_g^X и относительной влажности ϕ_g^X . В соответствии с рассматриваемой схемой камера смешивания наружного и рециркуляционного воздуха находится после калорифера первого подогрева (перед оросительной камерой).

Таким образом, состояние воздуха перед оросительной камерой остаётся неизменным при смешивании потоков воздуха как до калорифера первого подогрева, так и после него. Это позволяет условно принять, что смешивание осуществляется до калорифера первого подогрева и, пользуясь методикой, приведенной выше, можно определить координаты (положение) точки смешения, обозначенной цифрой 3. Параметры воздуха на выходе из калорифера первого подогрева определяются положением точки 4, являющейся точкой пересечения луча процесса $d_1 = const$, проведенного из точки I, и луча процесса, проведенного из точки 2 через точку 3.

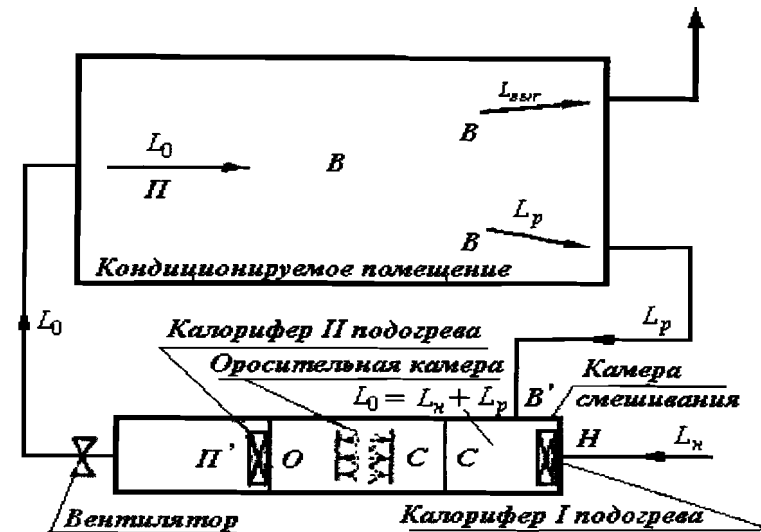


Рис. 4.12. Принципиальная схема кондиционирования воздуха с подмешиванием рециркуляционного воздуха после калорифера первого подогрева

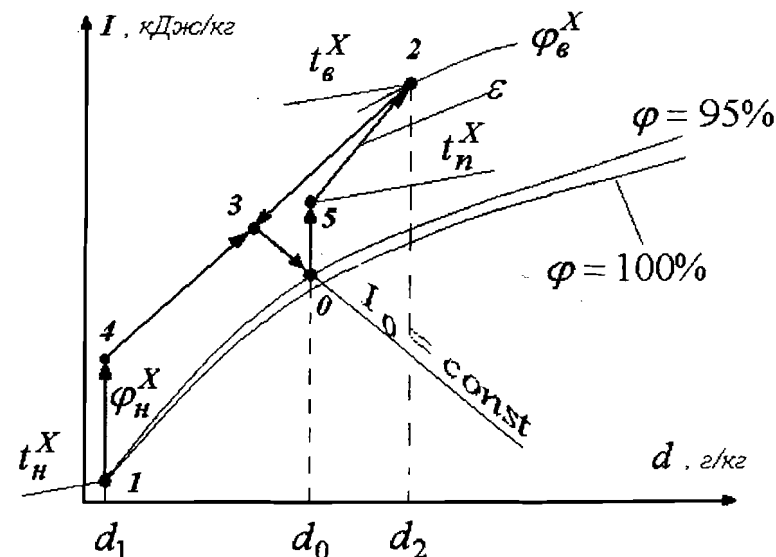


Рис. 4.13. Процесс обработки воздуха в холодный период года с применением рециркуляции и смешиванием потоков после калорифера первого подогрева

Параметры воздуха в точке 4 характеризуют состояние воздуха на входе в оросительную камеру. В оросительной камере осуществляется адиабатическое увлажнение воздуха, характеризующееся протеканием процесса при $I_3 = I_0 = const$, луч которого проходит через точку 0.

При известных избыточных тепловыделениях $Q_{изб}$ и влаговыведениях $W_{изб}$ в помещении рассчитывается угловой коэффициент $\epsilon = Q_{изб} / W_{изб}$, и из точки 2 строят луч процесса изменения параметров воздуха в помещении под углом ϵ до пересечения с лучом процесса, проведенным из точки 0, при $d_0 = const$. Точка пересечения обозначается цифрой 5 и соответствует параметрам приточного воздуха, подаваемого в помещение.

Таким образом, окончательный процесс обработки воздуха в холодный период года для рассматриваемой схемы кондиционирования воздуха при наличии в помещении тепло- и влагоизбытков осуществляется по линии 1 - 4 - (4 - 2) - 3 - 0 - 5 - 2, где 1 - 4 - процесс подогрева наружного воздуха в количестве L_n в калорифере первого подогрева; (4 - 2) - 3 - процесс изменения состояния наружного воздуха в количестве L_n с рециркуляционным воздухом в количестве L_p в камере смешивания; 3 - 0 - адиабатический процесс увлажнения воздуха (с одновременным его охлаждением) в оросительной камере кондиционера; 0 - 5 - процесс подогрева воздуха в калорифере второго подогрева; 5 - 2 - процесс естественного подогрева и увлажнения воздуха непосредственно в помещении за счёт имеющихся там тепло- и влагоизбытков.

4.5. Промышленные установки обработки воздуха

Наряду с форсуночными кондиционерами общего назначения на промышленных предприятиях применяют различного рода установки для обработки воздуха с целью изменения одного или двух его параметров. Одной из таких установок является воздухоохладитель с орошаемой насадкой, предназначенный для охлаждения и осушения воздуха. Принципиальная схема установки приведена на рис. 4.14.

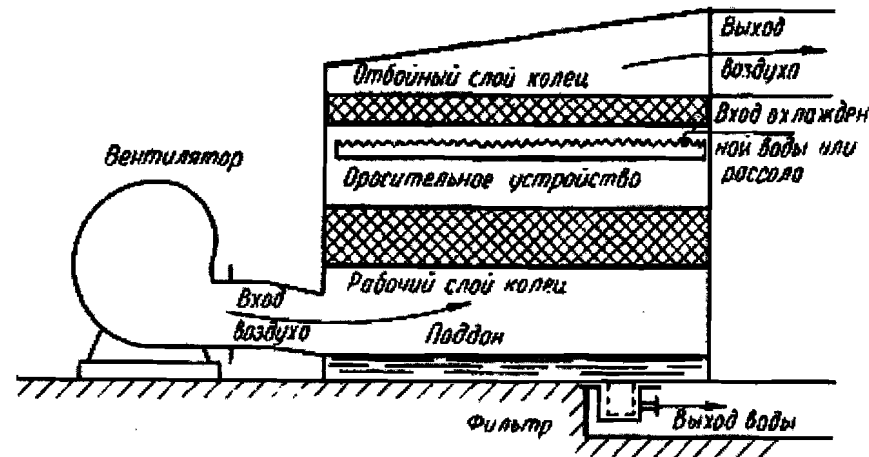


Рис. 4.14. Воздухоохладитель с орошаемой насадкой

Воздухоохладитель состоит из металлической камеры прямоугольного сечения. В нижней части этой камеры находится поддон, в который сливается нагретая вода. Над поддоном в стенке камеры имеется отверстие для входа обрабатываемого воздуха. Поступающий через это отверстие воздух проходит снизу вверх через орошаемый слой (орошаемую насадку) металлических или фарфоровых колец. Этот слой называется рабочим слоем.

Рабочий слой колец орошается холодной водой или, если требуемая температура охлаждающей среды ниже 0°C , то рассолом. Орошающим устройством могут являться желоба открытого типа, перфорированные трубы, форсунки грубого распыла и т.п. Охлаждение воздуха происходит в результате контакта его со смоченной поверхностью колец рабочего слоя, а также частично и при встрече его с каплями орошающей жидкости в пространстве над орошаемой насадкой. Над орошающим устройством располагается второй слой таких же колец, но меньшей толщины, для улавливания капелек воды, уносимых проходящим потоком воздуха. Этот слой называется отбойным слоем. При выходе из отбойного слоя воздух приобретает заданное состояние и выходит из камеры через отверстие, расположенное в верхней его части. На основе рассмотренной схемы используются и другие разновидности установок, выполняющих аналогичные функции.

В производственных помещениях с высоким уровнем тепловыделений и незначительными влаговыделениями для поддержания нормируемых значений относительной влажности возникает необходимость дополнительного доувлажнения воздуха непосредственно в помещении. Наиболее распространённая схема доувлажнения воздуха за счёт мелкодисперсного разбрызгивания воды с помощью сжатого воздуха приведена на рис. 4.15.

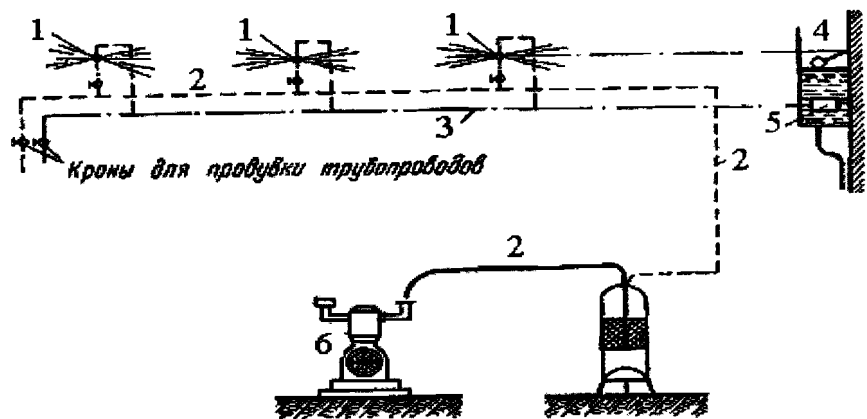


Рис. 4.15. Схема устройства системы доувлажнения воздуха

Установка состоит из форсунок I, трубопровода 2 для подачи сжатого воздуха, трубопровода 3 для подачи воды к форсункам, бачка с шаровым краном 4 и сетчатого фильтра для воды 5. Для подачи сжатого воздуха в системе предусмотрен специальный воздушный компрессор 6. Вода из водопровода поступает в бачок, в котором с помощью шарового крана поддерживается постоянный уровень воды.

Увлажнение воздуха происходит вследствие полного испарения разбрызгиваемой воды за счёт имеющихся в помещении теплоизбытков. Поэтому количество разбрызгиваемой воды системой доувлажнения должно быть равно количеству испаряющейся воды, потребной для повышения относительной влажности воздуха до заданного значения.

В отдельных случаях для доувлажнения воздуха применяется водяной пар, путём его подмешивания к увлажняемому воздуху в вентиляционной или технологической камере или непосредственно в помещении. Применение пара для увлажнения воздуха весьма ограничено вследствие неприятного запаха, а также неизбежного

повышения температуры, что нежелательно, особенно в летний период года.

В практике кондиционирования воздуха в производственных помещениях широко применяют гладкотрубные и ребристые воздухоохладители. Охлаждение воздуха в таких установках обычно осуществляется без изменения его влагосодержания, т.е. при температуре поверхности теплообменника выше температуры точки росы охлаждаемого воздуха. Принципиальная конструкция гладкотрубного воздухоохладителя представлена на рис. 4.16.

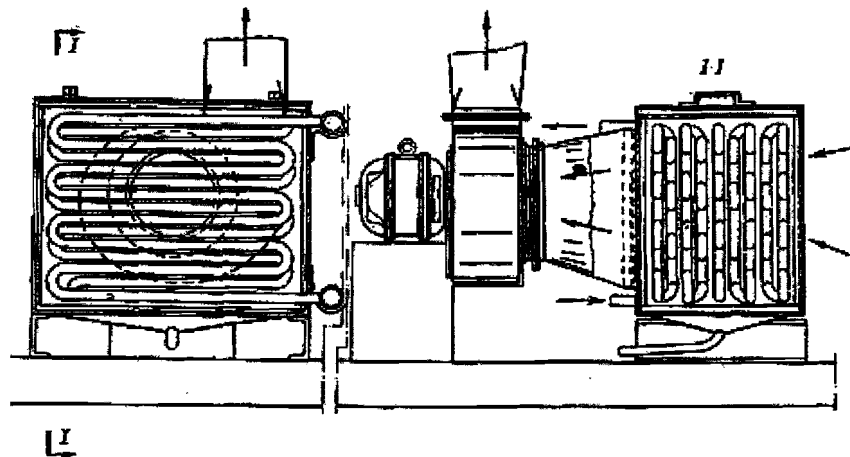


Рис. 4.16. Гладкотрубный воздухоохладитель

Воздухоохладитель состоит из трубчатых змеевиков, по которым пропускается хладоноситель. Змеевики заключены в металлический кожух. В нижней части кожуха расположен поддон с трубкой для отвода конденсата. Движение воздуха через воздухоохладитель обеспечивается с помощью центробежного вентилятора. В качестве охлаждающей среды можно использовать воду, рассол или фреон в зависимости от температурного режима работы воздухоохладителя. Охлаждение воздуха осуществляется за счёт конвекции при обтекании воздухом трубного пучка. Для увеличения интенсивности теплообмена со стороны воздуха часто в качестве поверхности охлаждения применяют оребренные с наружной стороны трубки. Конструктивное выполнение аппарата при этом остаётся прежним.

В практике обеспечения заданного микроклимата в производственных помещениях с интенсивными влаговыведениями возникает потребность осушения воздуха без изменения его температуры. В этом случае применяются установки осушения воздуха с помощью влагопоглощающих веществ.

Процесс осушения воздуха с помощью жидких влагопоглощающих веществ называется абсорбцией. Осушение воздуха при непосредственном его взаимодействии с водными растворами солей основано на том физическом явлении, что при одинаковых температурах парциальное давление пара над поверхностью раствора ниже, чем парциальное давление пара над поверхностью воды. Это способствует удалению водяных паров из воздуха, понижая его влагосодержание. Установки, работающие по этому принципу, называются абсорберами.

Осушение воздуха с помощью твёрдых влагопоглощающих веществ называется адсорбцией. Явление адсорбции заключается в поглощении водяных паров поверхностью твёрдых поглотителей (адсорбентов). Такими поглотителями могут быть активированный уголь, силикагель и другие вещества с капиллярно-пористой структурой. Вследствие развитой внутренней поверхности капилляров при прохождении воздуха через слой адсорбента происходит явление капиллярной конденсации, что снижает влагосодержание воздуха. Установки, работающие по этому принципу, называются адсорберами.

Более подробные сведения о конструкциях таких установок и методике их расчёта приводятся в специальной литературе и в данном учебном пособии эти вопросы не рассматриваются.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица П-1

Расчетные параметры наружного воздуха

Город	Период года	Значения температуры, °С			Средняя относительная влажность φ, %
		группа А	группа Б	группа В	
1	2	3	4	5	6
Архангельск	теплый	18,4	25,7	33,0	58
	холодный	- 17,0	- 32,0	- 45,0	83
Астрахань	теплый	29,3	35,2	41,0	41
	холодный	- 11,0	-22,0	-32,0	81
Барнаул	теплый	24,0	29,5	35,0	52
	холодный	-23,0	- 38,0	-52,0	77
Братск	теплый	22,5	28,8	35,0	50
	холодный	- 30,0	- 44,0	-58,0	75
Волгоград	теплый	28,6	34,8	41,0	41
	холодный	- 14,0	- 25,0	- 35,0	79
Екатеринбург	теплый	21,1	29,1	37	55
	холодный	- 21,0	- 32,0	-43,0	79
Иваново	теплый	22,2	30,1	38,0	57
	холодный	- 16,0	- 28,0	- 46,0	86
Иркутск	теплый	22,6	28,8	35,0	56
	холодный	-23,0	- 35,0	- 50,0	77
Киев	теплый	23,5	31,3	39,0	55
	холодный	-10,0	- 21,0	-32,0	83
Краснодар	теплый	28,6	34,3	40,0	50
	холодный	- 6,0	- 17,0	- 36,0	77
Минск	теплый	21,4	27,7	34,0	68
	холодный	- 10,0	- 22,0	-39,0	86
Москва	теплый	21,4	28,5	35	58
	холодный	- 15,0	- 26,0	- 42,0	83
Мурманск	теплый	15,2	24,1	33,0	68
	холодный	- 14,0	- 26,0	- 39,0	86
Нижний Новгород	теплый	21,6	28,8	36,0	56
	холодный	- 17,0	- 28,0	- 41,0	86
Петрозаводск	теплый	19,2	26,1	33,0	62
	холодный	- 14,0	- 26,0	- 40,0	81

Окончание таблицы П-1

1	2	3	4	5	6
Псков	теплый	20,6	26,3	32,0	62
	холодный	- 11,0	- 23,0	- 41,0	86
Пятигорск	теплый	26,3	33,2	40	53
	холодный	- 8,0	- 16,0	- 33,0	80
Ростов-на-Дону	теплый	27,2	32,6	38,0	45
	холодный	- 10,0	- 22,0	- 33,0	82
Санкт-Петербург	теплый	20,3	26,2	32,0	57
	холодный	- 12,0	- 26,0	- 36,0	85
Саратов	теплый	25,7	32,9	40,0	42
	холодный	- 17,0	- 28,0	- 38,0	77
Смоленск	теплый	21,1	27,6	34,0	62
	холодный	- 13,0	- 24,0	- 40,0	85
Сочи	теплый	25,7	30,4	35,0	68
	холодный	0,0	- 2,0	- 13,0	68
Сыктывкар	теплый	19,9	27,0	34,0	60
	холодный	- 20,0	- 32,0	- 45,0	84
Томск	теплый	22,5	29,3	36,0	60
	холодный	- 25,0	- 39,0	- 55,0	78
Тюмень	теплый	22,4	29,7	37,0	54
	холодный	- 22,0	- 33,0	- 45,0	77
Уфа	теплый	23,4	30,2	37,0	53
	холодный	- 19,0	- 31,0	- 42,0	82
Челябинск	теплый	22,8	30,9	39,0	53
	холодный	- 21,0	- 32,0	- 45,0	78
Якутск	теплый	23,1	30,6	38,0	53
	холодный	- 48,0	- 56,0	- 64,0	80

Таблица П-2

Оптимальные нормы температуры, относительной влажности и скорости движения воздуха в рабочей зоне производственных помещений

Период года	Категория работ	Температура, °С	Относительная влажность, φ, %	Скорость воздуха не более, м/с
Холодный и переходный	легкая - I	20 - 23	40 - 60	0,2
	средней тяжести II-а	18 - 20	40 - 60	0,2
	средней тяжести II-б	17 - 19	40 - 60	0,3
	тяжелая- III	16 - 18	40 - 60	0,3
Теплый	легкая - I	22 - 25	40 - 60	0,2
	средней тяжести II-а	21 - 23	40 - 60	0,3
	средней тяжести II-б	20 - 22	40 - 60	0,4
	тяжелая-III	18 - 21	40 - 60	0,5

Таблица П-3

Значения коэффициента α, учитывающего тип осветительной установки

Тип осветительной установки	α
Люминисцентные открытые лампы	0,9
То же, закрытые матовым стеклом	0,6
Лампы накаливания открытые	1,0
То же, закрытые матовыми колпаками	0,7

Таблица П-4

Выделение человеком явной теплоты
($Q_{\text{явн}}$, кДж/ч) и влаги ($W_{\text{п}}$, г/ч)

Характер работы	Температура окружающей среды, °С								
	15		20		25		30		
	$Q_{\text{явн}}$	$W_{\text{п}}$	$Q_{\text{явн}}$	$W_{\text{п}}$	$Q_{\text{явн}}$	$W_{\text{п}}$	$Q_{\text{явн}}$	$W_{\text{п}}$	
Покрой	420	40	293	45	210	50	126	80	
Физическая работа:									
	- легкая	420	55	293	70	251	125	126	140
	- средняя	460	110	335	160	293	180	147	230
	- тяжелая	460	185	335	200	335	300	147	300

Таблица П-5

Численные значения коэффициента K , зависящего от прозрачности стёкол

Характеристика остекления	K
Обычное загрязнение стекла	0,80
Сильное загрязнение стекла	0,70
Забойка окон	0,60
Остекление матовым стеклом	0,70
Внешнее зашторивание окон	0,25

Таблица П-6

Численные значения коэффициента $A_{\text{ост}}$, зависящего от вида остекления

Характеристика остекления	$A_{\text{ост}}$
Двойное остекление в двойной раме	1,15
Однорядное остекление	1,45

Таблица П-7

Значения величины солнечной радиации через остекленные поверхности $Q_{\text{ост}}$, (Вт/м²)

Характеристики остекленной поверхности	Градусы географической широты															
	юг				юго-восток юго-запад				восток и запад				северо-восток северо-запад			
	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65
Окна с двойным остеклением (две рамы) с деревянными переплетами	128	145	145	169	99	128	145	169	145	145	170	170	76	76	76	76
То же, с металлическими переплетами	163	186	186	210	128	163	186	210	186	186	210	210	93	93	93	93
Фонарь с двойным вертикальным остеклением (прямоугольный) с металлическими переплетами	151	186	186	198	128	163	198	198	186	186	210	210	99	99	99	99
То же, с деревянными переплетами	140	169	169	175	116	145	175	175	169	169	186	186	87	87	87	87

Таблица П-8

Коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{в}$ от внутреннего воздуха к поверхности стен

Характеристика внутренних поверхностей	$\alpha_{в}$, Вт/(м ² ·°С)
Стены, полы, потолки гладкие, совмещенные кровли и т.п.	8,7
Потолки и стены с выступающими ребрами	7,5

Таблица П-9

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{н}$ от наружной поверхности стен к окружающему воздуху

Характеристика наружных поверхностей	$\alpha_{н}$, Вт/(м ² ·°С)
Наружные стены, покрытия, перекрытия и т.п., непосредственно соприкасающиеся с наружным воздухом	23,0
Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом	17,5
Перекрытия чердачные и над холодными подвалами со световыми проемами	11,6
То же, без световых проемов	5,8

Таблица П-10

Значения коэффициента теплопроводности λ для некоторых материалов

Материал	λ , Вт/(м·°С)
Бетон	1,55
Гудрон	0,7
Рубероид	0,5
Кирпичная кладка	0,7-0,8
Штукатурка известковая	0,6-0,7
Шлаковата	0,08
Сталь	40

Таблица П-11

Значения коэффициентов теплопередачи $k_{ост}$ для оконных (световых) проемов

Конструкция и тип проема	$k_{ост}$, Вт/(м ² ·°С)
Одинарный переплет (одинарное остекление)	5,80
Одинарный переплет (двойное остекление)	2,90
Двойной переплет раздельный (двойное остекление)	2,68
Вертикальное остекление из стеклблоков (194 x 194 x 96 мм)	2,33

Таблица П-12

Значения эмпирического коэффициента n , зависящего от характера отражений

Характер отражения	n
Наружные стены, покрытия, перекрытия и т.п. (непосредственно соприкасающиеся с наружным воздухом)	1,0
Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом; чердачные перекрытия	0,9
Перекрытия над холодными подвалами со световыми проемами	0,75
Перекрытия над холодными подвалами без световых проемов (выше уровня земли)	0,6
То же (ниже уровня земли)	0,4

Таблица П-13

Расчетные формулы для коэффициента теплопередачи K и сопротивления caloriferов

Марка calorифера	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, при теплоносителе:			Сопротивление одного ряда calorиферов $\Delta P_K, \text{Па}$
	пар	вода, движущаяся со скоростью $W_B, \text{м}/\text{с}$		
		0,02 – 0,25	0,25 – 1,0	
КВБ	$17,75 \cdot (W \cdot \rho)^{0,351}$	$21,22 \cdot (W \cdot \rho)^{0,257} \cdot W_B^{0,192}$	$17,75 \cdot (W \cdot \rho)^{0,343} \cdot W_B^{0,143}$	$1,485 \cdot (W \cdot \rho)^{1,69}$
КЗПП	$14,1 \cdot (W \cdot \rho)^{0,366}$	$16,4 \cdot (W \cdot \rho)^{0,289} \cdot W_B^{0,158}$	$12,9 \cdot (W \cdot \rho)^{0,393} \cdot W_B^{0,108}$	$1,2 \cdot (W \cdot \rho)^{1,76}$
К4ПП	$11,6 \cdot (W \cdot \rho)^{0,42}$	$14,4 \cdot (W \cdot \rho)^{0,331} \cdot W_B^{0,14}$	$10,5 \cdot (W \cdot \rho)^{0,446} \cdot W_B^{0,034}$	$1,72 \cdot (W \cdot \rho)^{1,75}$
КФСО	$18,55 \cdot (W \cdot \rho)^{0,49}$	$22,23 \cdot (W \cdot \rho)^{0,384} \cdot W_B^{0,201}$	$16,55 \cdot (W \cdot \rho)^{0,501} \cdot W_B^{0,122}$	$3,29 \cdot (W \cdot \rho)^{2,01}$
КФБО	$16,5 \cdot (W \cdot \rho)^{0,455}$	$20,75 \cdot (W \cdot \rho)^{0,381} \cdot W_B^{0,178}$	$14,75 \cdot (W \cdot \rho)^{0,517} \cdot W_B^{0,138}$	$4,23 \cdot (W \cdot \rho)^{1,94}$
КВС-П	—	$20,8 \cdot (W \cdot \rho)^{0,32} \cdot W_B^{0,13}$		$2,16 \cdot (W \cdot \rho)^{1,62}$
КВБ-П	—	$19,7 \cdot (W \cdot \rho)^{0,32} \cdot W_B^{0,13}$		$2,75 \cdot (W \cdot \rho)^{1,65}$
КЗВП	—	$16,4 \cdot (W \cdot \rho)^{0,289} \cdot W_B^{0,158}$	$12,9 \cdot (W \cdot \rho)^{0,395} \cdot W_B^{0,106}$	$1,2 \cdot (W \cdot \rho)^{1,76}$
К4ВП	—	$14,4 \cdot (W \cdot \rho)^{0,331} \cdot W_B^{0,14}$	$10,5 \cdot (W \cdot \rho)^{0,446} \cdot W_B^{0,034}$	$1,72 \cdot (W \cdot \rho)^{1,75}$
СТД-9В	—	$18,96 \cdot (W \cdot \rho)^{0,302} \cdot W_B^{0,149}$	$15,35 \cdot (W \cdot \rho)^{0,371} \cdot W_B^{0,081}$	$1,48 \cdot (W \cdot \rho)^{1,73}$

Таблица П-14

Коэффициенты местных сопротивлений некоторых элементов
воздуховодов

№ п/п	Элементы воздуховодов	Значения коэффициентов местных сопротивлений ψ
1	Внезапное расширение	$\psi = (1 - f/F)^2$ *
2	Внезапное сужение	$\psi = 0,5 (1 - f/F)^2$
3	Конфузор	0,1
4	Диффузор	0,2
5	Отвод 90°	0,4
6	Тройник на проходе	0,1
7	Колено 90°	1,2
8	Воздухораспределитель	1,4
9	Жалюзийная решетка: вход выход	1,2 2,2
10	Зонт вытяжной шахты	1,3

* В табл. П-14: f, F – меньшее и большее проходное сечение.

Библиографический список

- Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1982.
- Бельский А.П., Лотвинов М.Д. Вентиляция бумагоделательных машин. М.: Лесная промышленность, 1990.
- Богословский В.Н., Щеглов В.П., Разумов Н.Н. Отопление и вентиляция. М.: Стройиздат, 1980.
- Голубков Б.Н., Пятчиков Б.И., Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. М.: Энергоиздат, 1982.
- Голубков Б.Н., Романова Т.М., Гусев В.А. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления. М.: Энергоатомиздат, 1988.
- Журавлёв Б.А. Справочник мастера-вентиляционщика. М.: Стройиздат, 1983.
- Левитан Б.М. Вентиляция на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности. Л.: Лесная промышленность, 1972.
- Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчётов вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Высшая школа, 1965.
- Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник/ Под ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1983.
- Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП. М.: Стройиздат, 1994.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение.....	3
Глава I. Термодинамика влажного воздуха.....	4
1.1. Состав и основные параметры влажного воздуха.....	-
1.2. Принципы построения $I-d$ диаграммы влажного воздуха.....	8
1.3. Угловой коэффициент и изображение основных процессов изменения состояния влажного воздуха в $I-d$ диаграмме.....	11
1.4. Построение в $I-d$ диаграмме процессов смешивания потоков воздуха с различными параметрами.....	15
1.5. Способы и приборы для определения параметров влажного воздуха.....	18
Глава 2. Тепловой и влажностный балансы помещения.....	25
2.1. Выбор расчётных параметров наружного и внутреннего воздуха.....	-
2.2. Расчёт теплоступлений в помещение.....	26
2.3. Расчёт тепловых потерь помещением.....	31
2.4. Расчёт избыточной теплоты в помещении.....	33
2.5. Влажностный баланс помещения.....	34
Глава 3. Системы вентиляции.....	36
3.1. Классификация систем вентиляции и их основные элементы.....	-
3.2. Основные схемы организации воздухообмена и методы их расчёта.....	38
3.3. Определение тепловых нагрузок на вентиляцию и расчёт калориферов.....	42
3.4. Основные схемы систем естественной вентиляции и их расчёт.....	47
3.5. Основные схемы систем принудительной вентиляции и их расчёт.....	51
Глава 4. Системы кондиционирования воздуха.....	55
4.1. Классификация систем кондиционирования воздуха и их основные элементы.....	-
4.2. Прямоточная схема обработки воздуха при наличии в помещении теплоизбытков.....	58
4.3. Прямоточная схема обработки воздуха при наличии в помещении тепло – и влагоизбытков.....	67
4.4. Схемы обработки воздуха с рециркуляцией.....	70
4.5. Промышленные установки обработки воздуха.....	76
Приложения.....	81
Библиографический список.....	91

Анатолий Феофанович Мурзич
Михаил Николаевич Чайка

СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Учебное пособие

Редактор и корректор Н.П.Новикова
Техн.редактор Л.Я.Титова

Темплан 2004, поз. 52

Подп. к печати 1.07.04

Формат 60x84/16.

Бумага тип. №1.

Печать офсетная.

Уч.-изд. л. 6,0

Усл.печ.л. 5,58

Тираж 100 экз.

Изд. №52.

Цена «С» 52.

Заказ 597

Ризограф ГОУ ВПО Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров. 198095, С.-Петербург, ул.Ивана Черных, 4.