

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

Санкт-Петербургский государственный технологический
университет растительных полимеров

В.Г. КАЗАКОВ, А.Ф. МУРЗИЧ, В.Н. САМОЙЛО

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ ЧЕЛОВЕКА

**Учебное пособие для студентов
заочной формы обучения**

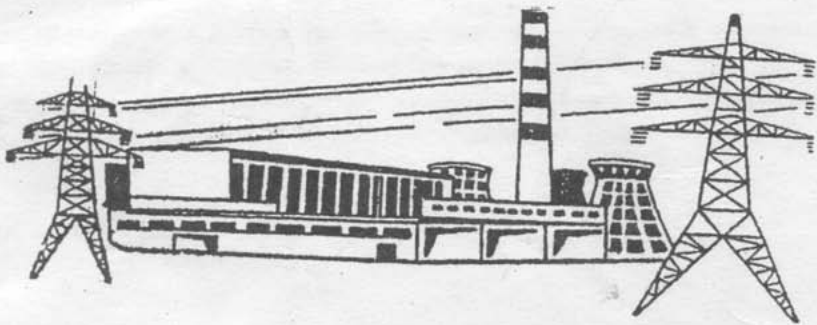
Санкт-Петербург
2007

0132

В.Г. КАЗАКОВ, А.Ф. МУРЗИЧ, В.Н. САМОЙЛО

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ
ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ ЧЕЛОВЕКА**

**Учебное пособие
для студентов заочной формы обучения**



Санкт-Петербург

СПб 2007
НАУЧНО-ИНФОРМАЦИОННЫЙ
ЦЕНТР
С-Петербург, ул.Лавина Черных, 4

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

Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение высшего
профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный технологический
университет растительных полимеров»

В.Г. Казаков, А.Ф. Мурзич, В.Н. Самойло

**ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ
ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ ЧЕЛОВЕКА**

**Учебное пособие
для студентов заочной формы обучения**

**Санкт-Петербург
2007**

УДК 331.45(075)

ББК 65.9(2)28 я 7

К 140

Казаков В.Г., Мурзич А.Ф., Самойло В.Н. Энергетические системы обеспечения жизнедеятельности человека: учебное пособие для студентов заочной формы обучения/ ГОУВПО СПбГТУРП.- СПб., 2007.- 31 с.: 8 ил.

В учебном пособии на современном научном уровне кратко изложены теоретические основы курса «Энергетические системы обеспечения жизнедеятельности человека». Приведена методика решения проблем, возникающих при проектировании. Для выполнения контрольных работ представлены задачи и варианты исходных данных. Индивидуальный вариант расчёта определяется последней цифрой шифра студента.

Прилагаются таблицы справочных величин, диаграммы и библиографический список литературы.

Предназначено для студентов специальностей:

140104 «Промышленная теплоэнергетика» и 140105 «Энергетика теплотехнологий».

Рецензент: д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой промышленной теплоэнергетики Санкт-Петербургского государственного политехнического университета Боровков В.М.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия.

© Казаков В.Г., Мурзич А.Ф., Самойло В.Н.,
2007

© ГОУВПО Санкт-Петербургский
государственный технологический
университет растительных полимеров,
2007

Введение

В соответствии с действующим учебным планом по курсу «Энергетические системы обеспечения жизнедеятельности человека» для студентов заочной формы обучения предусматривается выполнение контрольной работы.

В качестве задания предлагается решение основных задач, возникающих на стадии проектирования систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Целью выполнения контрольных работ является приобретение навыков пользования I-d диаграммой влажного воздуха, а также овладение методиками расчёта типовых задач, встречающихся в повседневной практике специалиста.

Перед выполнением контрольной работы следует ознакомиться с соответствующими разделами курса по учебникам, приведённым в библиографическом списке.

Работы должны быть оформлены аккуратно. В расчётах следует использовать международную систему единиц СИ. Контрольные работы, не удовлетворяющие данным требованиям, к рассмотрению не принимаются.

1. 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 является влажным воздухом. Состав сухой части атмосферного воздуха приведен в табл. 1.

Таблица 1

Состав сухой части воздуха

Компоненты сухой части воздуха	Обозначение	Содержание по объёму, %
Азот	N ₂	78,13
Кислород	O ₂	20,90
Аргон, неон и другие инертные газы	Ar, Ne ...	0,94
Углекислый газ	CO ₂	0,03

С достаточной для расчётов точностью можно считать, что влажный воздух подчиняется всем законам смеси идеальных газов и определяется уравнением Клапейрона:

$$P_i \cdot V_i = R \cdot T, \quad (1.1)$$

где P_i - парциальное давление сухой части воздуха или водяных паров, Па;

V_i - удельный объем сухой части воздуха или водяных паров, м³ / кг;

$R = 8314$ - универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль · К);

T — абсолютная температура смеси газов, К.

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

$$P_6 = P_c + P_n. \quad (1.2)$$

Смесь, которая состоит из сухого воздуха и перегретого водяного пара, называется ненасыщенным влажным воздухом, а смесь, которая состоит из

сухого воздуха и насыщенного водяного пара, называется насыщенным влажным воздухом.

Абсолютной влажностью воздуха D называется масса водяного пара, содержащаяся в 1 м^3 влажного воздуха

$$D = \rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T} \quad \text{кг/м}^3, \quad (1.3)$$

где ρ_n - плотность водяного пара, кг/м^3 ; P_n — парциальное давление водяного пара, Па; $R_n = 461 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ - газовая постоянная для водяного пара;

T — абсолютная температура влажного воздуха, К.

Абсолютная влажность в насыщенном состоянии при данной температуре называется влагоёмкостью воздуха.

$$D_n = \rho_n = \frac{P_n}{R_n \cdot T}, \quad (1.4)$$

где ρ_n - плотность водяного пара в насыщенном состоянии, кг/м^3 ;

P_n - парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии, 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.

$$\varphi = \frac{P_n}{P_n} \cdot 100, \% . \quad (1.5)$$

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

$$d = \frac{G_n}{G_c} = \frac{\rho_n}{\rho_c} \cdot 1000, \quad \text{г/кг}, \quad (1.6)$$

где ρ_c — плотность сухого воздуха, кг/м^3 .

На основании уравнения (1. 1) значение d можно выразить

$$d = \frac{P_n \cdot R_c \cdot T}{R_n \cdot T \cdot P_c} \cdot 1000 = 622 \cdot \frac{P_n}{P_c}, \quad \text{г/кг}, \quad (1.7)$$

где $R_c = 287 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$ — газовая постоянная для сухого воздуха.

Энтальпию влажного воздуха представляют как сумму энтальпий сухой части воздуха и водяного пара при влагосодержании d и выражают следующим образом:

$$I = I_C + I_P = C_C \cdot t + (r + C_P \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж / кг}, \quad (1.8)$$

где C_C, C_P — удельная теплоемкость сухого воздуха и водяного пара, соответственно, кДж/(кг·К); t — температура влажного воздуха, °С;

r — удельная энергия фазового превращения водяного пара, кДж/кг.

Для практических инженерных расчётов можно принять:

$C_C = 1,0$ кДж/(кг·К), $C_P = 1,8$ кДж/(кг·К); $r = 2500$ кДж/кг. Тогда выражение (1.8) можно записать

$$I = 1,0 \cdot t + (2500 + 1,8 \cdot t) \cdot \frac{d}{1000}, \text{ кДж / кг}, \quad (1.9)$$

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

Л.К. Рамзин, используя выражение (1.9), 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 (t, ϕ, P_n, d, I) при заданном барометрическом давлении.

Общий вид диаграммы приведен на рис.1. $I-d$ диаграмма построена в координатной системе с углом между осями I и d ($\alpha = 135^\circ$). По оси абсцисс в соответствующем масштабе откладываются значения влагосодержаний d , через которые проводятся вертикальные линии постоянного влагосодержания $d = \text{const}$.

По оси ординат в соответствующем масштабе откладывают значения энтальпии. Через полученные точки проводят линии постоянных энтальпий

$I = \text{const}$ под углом $\alpha = 135^\circ$ к линиям $d = \text{const}$. На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, строят линии изотерм $t = \text{const}$ и кривые постоянных относительных влажностей $\phi = \text{const}$.

Анализ выражения (1.9) показывает, что при $t = \text{const}$ зависимость основных параметров воздуха I и d от температуры является линейной. Эти значения наносят на поле $I-d$ диаграммы в виде отдельных точек, которые соединяют между собой прямой линией. Эти линии и являются изотермой. Крайняя левая точка этой линии (при $\phi = 0\%$) соответствует состоянию абсолютно сухого воздуха (Следовательно, изотермы являются прямыми линиями, лежащими на поле $I-d$ диаграммы).

Для построения изотермы принимают два крайних состояния влажного воздуха при $\phi = 0\%$ и $\phi = 100\%$. При соответствующих значениях температуры по

уравнениям (1.9) и (1.7) для принятого барометрического давления P_6 рассчитывают численные значения d , крайняя правая точка (при $\varphi=100\%$) соответствует состоянию полного насыщения влажного воздуха при данной температуре.

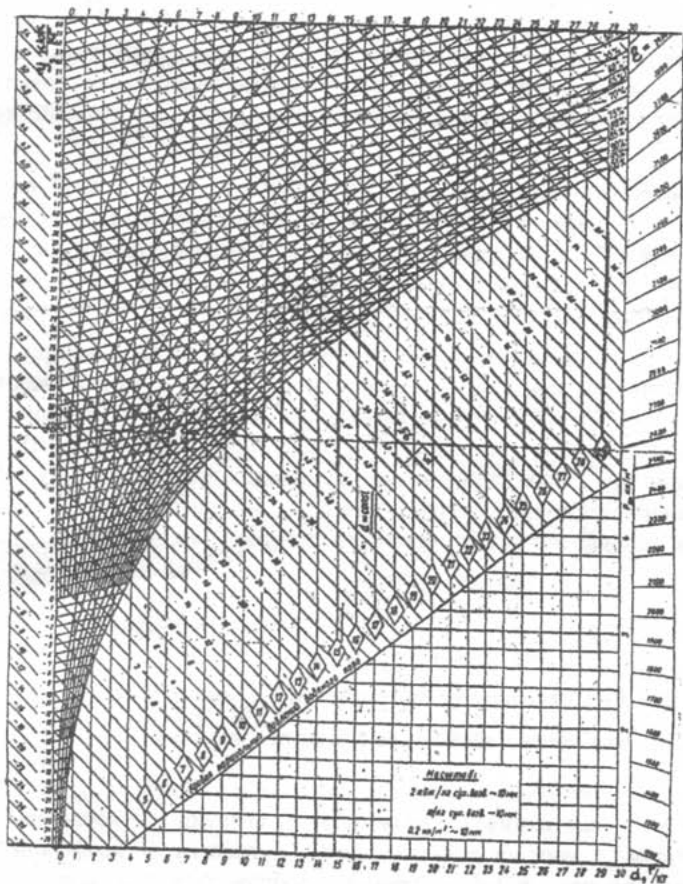


Рис. 1. Общий вид I – d диаграммы

Соединив плавной кривой точки, соответствующие состоянию полного насыщения влажного воздуха при различных значениях температур, получим линию относительной влажности ($\varphi = 100\%$, или 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 из уравнения (1.5):

$$P_{п} = \varphi \cdot P_{н}, \quad (1.10)$$

где φ - текущее значение величины относительной влажности, выраженное в долях; $P_{н}$ — парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии при данной температуре, определяемое по таблицам теплофизических свойств воды и водяного пара.

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

На вертикалях, представляющих линии $d = \text{const}$ и проходящих через точки пересечения прямых $t = \text{const}$ 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 точки, представляющие верхние границы отложенных отрезков, получают искомую кривую парциального давления водяного пара.

1.3. Графическое изображение в I-d диаграмме изменения состояния влажного воздуха

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 состояниям влажного воздуха.

Рассмотрим произвольный процесс, изображенный на рис.2.

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 энтальпий к разности влагосодержаний в указанных точках обозначается ε и называется угловым коэффициентом:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000, \text{ кДж/кг.} \quad (1.11)$$

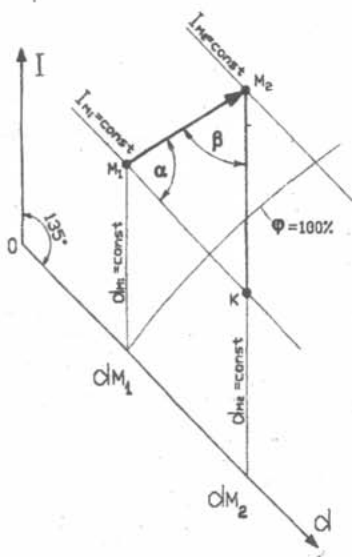


Рис.2. Графическая интерпретация выражения углового коэффициента

Тригонометрическое выражение углового коэффициента: проведя через точку M_1 линию $I_{M_1} = \text{const}$ а через точку M_2 линию $d_{M_2} = \text{const}$ получим треугольник M_1M_2K . В этом случае величину углового коэффициента можно выразить

$$\varepsilon = \frac{I_{M_2} - I_{M_1}}{d_{M_2} - d_{M_1}} \cdot 1000 = \frac{M_2K}{M_1K} \quad (1.12)$$

Применив теорему синусов, выражение (1.12) можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{M_2K}{M_1K} = \frac{\text{Sin}\alpha}{\text{Sin}\beta} \quad (1.13)$$

$$\beta = 135^\circ - \alpha \quad (1.14)$$

Подставив (1.14) в (1.13), окончательно можно записать

$$\varepsilon = \frac{\text{Sin} \alpha}{\text{Sin}(135^\circ - \alpha)}. \quad (1.15)$$

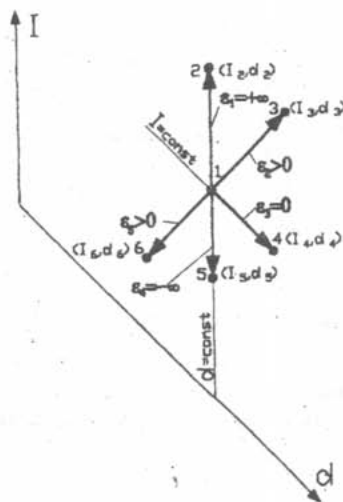


Рис.3. Наиболее характерные процессы изменения состояния влажного воздуха

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

$$\varepsilon_1 = \frac{(I_2 - I_1) \cdot 1000}{d_2 - d_1} = \frac{(I_2 - I_1) \cdot 1000}{0} = +\infty \quad (1.16)$$

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

$$\varepsilon_2 = \frac{(I_3 - I_1) \cdot 1000}{d_3 - d_1} > 0. \quad (1.17)$$

Процесс 1-4 протекает при постоянной энтальпии $I_4 = I_1$ с одновременным поглощением влаги ($d_4 > d_1$). Луч этого процесса проходит по линии

$I = \text{const}$, а сам процесс называется адиабатическим. Величина углового коэффициента составит

$$\varepsilon_3 = \frac{(I_4 - I_1) \cdot 1000}{d_4 - d_1} = \frac{0 \cdot 1000}{d_4 - d_1} = 0 \quad (1.18)$$

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

$$\varepsilon_4 = \frac{(I_5 - I_1) \cdot 1000}{d_5 - d_1} = \frac{(I_5 - I_1) \cdot 1000}{0} = -\infty \quad (1.19)$$

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

$$\varepsilon_5 = \frac{(I_6 - I_1) \cdot 1000}{d_6 - d_1} = \frac{-(\Delta I) \cdot 1000}{-(\Delta d)} > 0 \quad (1.20)$$

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

На рис.4 изображен процесс смешивания двух потоков воздуха с различными параметрами.

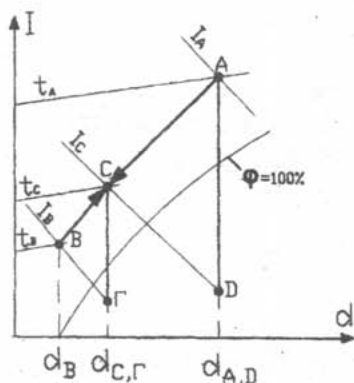


Рис.4. Изображение на I-d диаграмме процесса смешения воздуха двух различных состояний

Предположим, что первый поток с расходом L_A характеризуется параметрами точки A на поле I-d диаграммы: I_A, d_A, t_A ; второй — с расходом L_B характеризуется параметрами точки B на поле I-d диаграммы: I_B, d_B, t_B .

При этом соотношение $L_B/L_A=n$, т.е. 1 кг воздуха состояния, соответствующего точке A, смешивается с n кг воздуха состояния, соответствующего точке B. Энтальпия смеси I_C в количестве $(1+n)$ кг будет равна:

$$I_C(1+n) = I_A + n \cdot I_B, \quad (1.21)$$

откуда

$$I_C = \frac{I_A + n \cdot I_B}{1+n}, \quad (1.22)$$

Аналогичным образом выражение влагосодержания можно представить в следующем виде:

$$\frac{d_{C,}}{1000} = \frac{d_A + n \cdot d_B}{1000 \cdot (1+n)}. \quad (1.23)$$

Из выражений (1.22) и (1.23) можно записать

$$I_A - I_C = n \cdot (I_C - I_B). \quad (1.24)$$

$$\frac{d_A - d_C}{1000} = \frac{n \cdot (d_C - d_B)}{1000}. \quad (1.25)$$

Разделив (1.24) на (1.25), получим уравнение прямой линии, проходящей через точки A и B и точку с координатами I_C и d_C :

$$\frac{I_A - I_C}{d_A - d_C} \cdot 1000 = \frac{I_C - I_B}{d_C - d_B} \cdot 1000. \quad (1.26)$$

Из выражения (1.26) 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

$$\frac{AC}{CB} = \frac{AD}{CG} = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B}. \quad (1.27)$$

Из выражения (1.24) следует, что

$$n = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B}. \quad (1.28)$$

Тогда, подставив (1.28) в (1.27), получим

$$\frac{AC}{CB} = \frac{I_A - I_C}{I_C - I_B} = n = \frac{L_B}{L_A}. \quad (1.29)$$

Выражение (1.29) показывает, что точка С делит прямую АВ на отрезки, обратные пропорциональные расходам воздуха, вступающим в смесь.

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

$$I_C = \frac{I_A + n \cdot I_B}{n + 1}, \quad d_C = \frac{d_A + n \cdot d_B}{n + 1}, \quad t_C = \frac{t_A + n \cdot t_B}{n + 1}. \quad (1.30)$$

2. Системы вентиляции

2.1. 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, объем которой в несколько раз больше объема вентилируемого помещения. При этом обеспечивается удаление из помещения отработавшего (загрязненного) воздуха и замена его свежим (приточным).

Отношение расхода вентиляционного воздуха L_B к объёму вентилируемого помещения $V_{\text{ПОМ}}$ называется кратностью воздухообмена (циркуляции)

$$n = L_B / V_{\text{ПОМ}} \quad (2.1)$$

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 счёт 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. Иначе 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. Иначе 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 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 использовании 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, зонт над термической печью, местные отсосы от заточного станка, сварочного поста, технологических ванн и т.п.

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

Конструктивно системы вентиляции весьма разнообразны, но в общем случае можно выделить общие основные элементы, приведенные в табл.2.

Таблица 2

Основные элементы систем вентиляции

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

2.2. 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 данном географическом пункте; для группы Б (t_B^T) - среднее значение из указанных выше температур $t_B^T = (t_A^T + t_B^T) / 2$.

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 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 них работ.

Рабочей зоной считается пространство высотой до двух метров над уровнем пола или площадка обслуживания, на которой находится рабочее место. Постоянным рабочим местом считается то место, где работник находится большую часть (более 50% или более двух часов непрерывно) своего рабочего времени.

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.

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 $+8^\circ\text{C}$.

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

Численные значения основных параметров воздуха в помещении регламентируются СНиП.

2.3. Основные схемы организации воздухообмена и их расчёт

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 его 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.5.

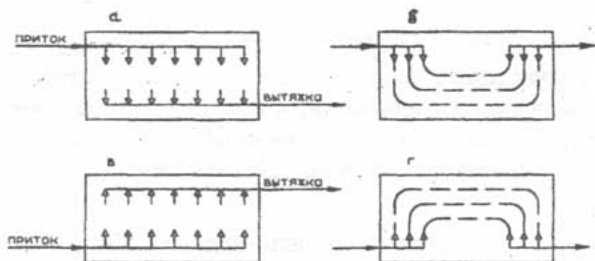


Рис.5. Принципиальные схемы организации воздухообмена:

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 помещения, что наблюдается при наличии избыточных тепловых потоков. В этом случае приточный воздух проходит по всей верхней части помещения, поглощает теплоту и поступает в рабочую зону нагретым. Это позволяет принимать разность температур приточного и внутреннего воздуха $\Delta t = 5-10$ °С.

Смешивание приточного и внутреннего воздуха создаёт 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 используются при отсутствии в помещении избыточных тепловых потоков. В этом случае разность температур приточного и внутреннего воздуха не должна превышать $\Delta t = 3-5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

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 по выражению:
$$L = \frac{G_{\Gamma}}{C_2 - C_1}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.2)$$

где G_{Γ} — расход 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 расход вентиляционного воздуха рассчитывается по каждому компоненту в отдельности и принимается наибольшее значение.

Расчёт воздухообмена при выделении пыли производится аналогичным образом, т. е. из выражения (2.2). Предельно допустимая концентрация пыли определяется нормативными документами.

Расчёт воздухообмена при выделении избыточной теплоты осуществляется по формуле:

$$L = \frac{Q_{\text{изб}}}{C_p^{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot (t_{\text{уд}} - t_{\text{пр}})}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (2.3)$$

где $Q_{\text{изб}}$ — избыточный тепловой поток, выделяющийся в помещении, кДж/ч;

$C_p^{\text{в}}$ — удельная теплоёмкость воздуха, кДж/(кг·град);

$\rho_{\text{в}}$ — плотность воздуха, кг/м³;

$t_{\text{уд}}, t_{\text{пр}}$ — температура удаляемого и приточного воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

В тёплый период года весь тепловой поток, поступающий в помещение, является избыточным. В холодный период года часть тепловыделений расходуется на компенсацию тепловых потерь через ограждения и тогда

$$Q_{\text{изб}} = \sum Q_{\text{т/выд}} - \sum Q_{\text{пот}}. \quad (2.4)$$

Расчёт воздухообмена при наличии избыточных влаговыведений в помещении производится по формуле:

$$L = W / (d_{\text{уд}} - d_{\text{пр}}) \cdot \rho_{\text{в}}, \quad (2.5)$$

где W — расход влаги, выделяющейся в помещении, г/ч;

$d_{\text{уд}}$ и $d_{\text{пр}}$ - влагодержание 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, принимается максимальный воздухообмен.

3. Системы кондиционирования воздуха

3.1. Классификация систем кондиционирования воздуха

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 функций системы кондиционирования подразделяются на центральные, местные неавтономные и местные автономные.

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

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 воздухопроводов отсутствует. Питание местных неавтономных кондиционеров теплоносителем и хладоносителем производится с помощью трубопроводов, соединяющих кондиционеры с центральными источниками теплоты и холода.

Местные 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 разделяют на:

- системы низкого давления ($\Delta P < 1,0$ кПа);
- среднего давления ($1,0 < \Delta P < 3,0$ кПа);
- высокого давления ($\Delta P > 3,0$ кПа).

По схеме обработки воздуха системы кондиционирования подразделяют: прямоточные, отличающиеся тем, что обработке в кондиционере подвергается только наружный (свежий) воздух, и рециркуляционные, в которых в кондиционерах обрабатывается смесь наружного и части рециркуляционного (отработавшего) воздуха.

3.2. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха

В качестве примера рассмотрим схему прямоточной системы кондиционирования. Такие схемы обычно применяют в тех случаях, когда по условиям запылённости или загазованности использование рециркуляционного воздуха не допускается и кондиционеры работают только на наружном воздухе. Принципиальная схема приведена на рис.6.

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

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 решетка (каплеуловитель). Обработанный воздух вентилятором подается в помещение.

Вода, собирающаяся в поддоне оросительной камеры, поступает в холодильную машину, где охлаждается до необходимой температуры, и

насосом по системе трубопроводов подается в форсунки, расположенные в оросительной камере.

В холодный период года наружный воздух поступает в калорифер первого подогрева, где подогревается до температуры, при которой его энтальпия будет соответствовать расчётной энтальпии адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание при относительной влажности $\phi = 95\%$.

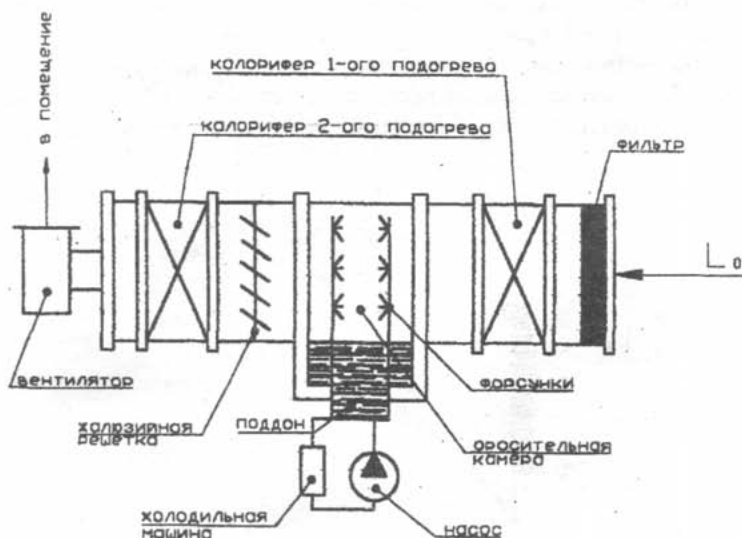


Рис.6. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха

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 расчётном режиме. Обработанный воздух вентилятором подаётся в помещение.

3.3. Построение процессов обработки воздуха в I-d диаграмме и их расчёт

В качестве примера рассматривается построение процессов обработки воздуха для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только избыточных тепловых потоков. Процесс обработки воздуха в тёплый период года приведен на рис.7.

Процесс обработки воздуха в тёплый период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только избыточных тепловых потоков 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 процесс подогрева воздуха в помещении за счёт имеющихся там избыточных тепловых потоков.

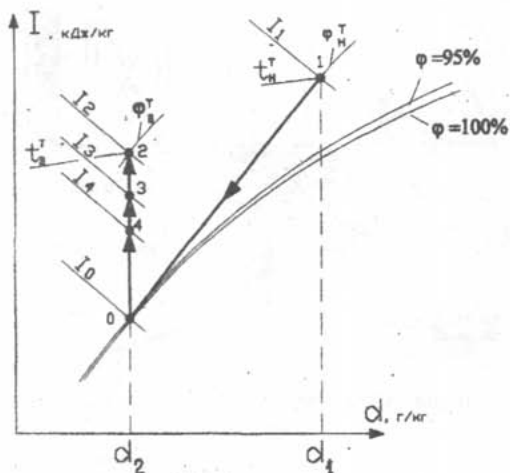


Рис.7. Процесс обработки воздуха в теплый период года

Процесс обработки воздуха в холодный период года приведен на рис.8.

Процесс обработки воздуха в холодный период года для прямоточной системы кондиционирования воздуха при наличии в помещении только избыточных тепловых потоков 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 счёт имеющихся там избыточных тепловых потоков.

Тепловой поток, поглощаемый в кондиционере, рассчитывается по наиболее напряженному режиму работы холодильной установки, т.е. для теплого периода года:

$$Q_{\text{хол}} = G_{\text{в}}^{\text{T}} \cdot (I_1 - I_0), \text{ кВт}, \quad (3.1)$$

где $G_{\text{в}}^{\text{T}}$ — массовый расход кондиционируемого воздуха в тёплый период, кг/с;
 I_1 и I_0 — удельная энтальпия наружного воздуха и воздуха на выходе из оросительной камеры, кДж/кг (см. I-d диаграмму, рис.7).

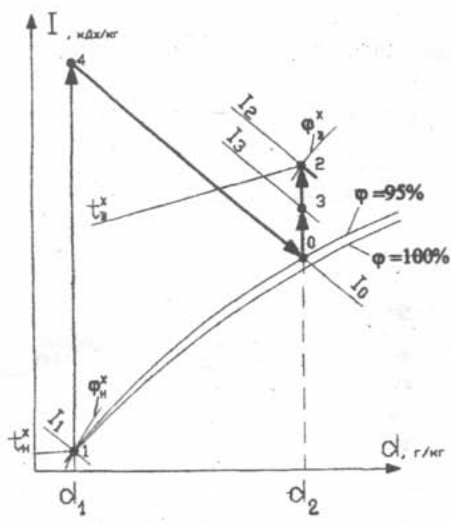


Рис.8. Процесс обработки воздуха в холодный период года

Тепловой поток калорифера первого подогрева, работающего только в холодный период года, рассчитывается по выражению

$$Q_{\text{К1}}^{\text{X}} = G_{\text{в}}^{\text{X}} \cdot (I_4 - I_1), \text{ кВт}, \quad (3.2)$$

где $G_{\text{в}}^{\text{X}}$ — массовый расход кондиционируемого воздуха в холодный период года, кг/с; I_4 и I_1 — удельная энтальпия воздуха после калорифера первого подогрева и на входе в него, кДж/кг (см. I-d диаграмму, рис.8).

Тепловой поток калорифера второго подогрева, работающего и в тёплый, и в холодный периоды года, рассчитывается раздельно и составляет:

для тёплого периода года

$$Q_{\text{К2}}^{\text{T}} = G_{\text{в}}^{\text{T}} \cdot (I_1 - I_0), \text{ кВт}, \quad (3.3)$$

где I_4 и I_0 — удельная энтальпия воздуха на входе и выходе калорифера, кДж/кг (см. I-d диаграмму, рис.7);

для холодного периода года

$$Q_{к2}^X = G_B^X \cdot (I_3 - I_0), \text{ кВт}, \quad (3.4)$$

где I_3 и I_0 удельная энтальпия на входе и выходе калорифера, кДж/кг (см. I – d диаграмму, рис.8).

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

$$W_{уд}^I = G_B^I \cdot (d_1 - d_2) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с}, \quad (3.5)$$

где d_1 и d_2 — влагосодержание воздуха на входе и выходе оросительной камеры, г/кг (см. I – d диаграмму, рис.7).

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

$$W_{погл}^X = G_B^X \cdot (d_2 - d_1) \cdot 10^{-3}, \text{ кг/с}, \quad (3.6)$$

где d_2 и d_1 — влагосодержание воздуха на входе и выходе оросительной камеры, г/кг (см. I – d диаграмму, рис.8).

4. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

Задача 1

Воздух помещения имеет температуру $t_b, ^\circ\text{C}$ и парциальное давление водяного пара P_p , кПа. Парциальное давление насыщенного водяного пара при данной температуре P_n , кПа. Определить относительную влажность воздуха в %.

Исходные данные приведены в табл. 3. Методика решения изложена в п.1.1.

Таблица 3

Исходные данные к задаче 1

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_p	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
P_p	1,04	1,13	1,33	1,40	1,64	1,67	1,74	1,80	2,00	2,40
P_n	1,71	1,81	1,93	2,07	2,20	2,33	2,51	2,64	2,81	2,98

Задача 2

Воздух помещения имеет температуру $t_B, ^\circ\text{C}$ и парциальное давление водяного пара P_{II} , кПа. Рассчитать влагосодержание воздуха d_B , если барометрическое давление составляет $P_B = 101,325\text{кПа}$.

Исходные данные приведены в табл.4. Методика решения приведена в п.1.1.

Таблица 4

Исходные данные к задаче 2

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_B	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
P_{II}	1,04	1,13	1,33	1,40	1,64	1,67	1,73	1,80	2,00	2,40

Задача 3

По условиям задачи 2 рассчитать удельную энтальпию влажного воздуха, I.

Методика решения приведена в п. 1. 1.

Задача 4

Построить на I-d диаграмме точку с параметрами: температура воздуха $t_B, ^\circ\text{C}$ и влагосодержание воздуха d , г/кг.

Определить для этой точки удельную энтальпию I и относительную влажность ϕ_B .

Исходные данные приведены в табл.5. Методика построения изложена в п.1.2.

Таблица 5

Исходные данные к задаче 4

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_B	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
d_B	5,0	6,0	6,0	7,0	7,0	7,0	12,0	16,0	16,0	18,0

Задача 5

Построить на $I-d$ диаграмме точку с параметрами: температура $t_B, ^\circ\text{C}$ и относительная влажность $\varphi_B, \%$. Определить для этой точки удельную энтальпию I_B и влагосодержание d_B .

Исходные данные приведены в табл.6. Методика построения изложена в п. 1.2

Таблица 6

Исходные данные к задаче 5

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_B	-15	-14	-13	-12	-11	-10	-9	-8	-7	-6
φ_B	80	80	80	70	70	70	60	60	50	50

Задача 6

Начальное состояние воздуха в помещении характеризуется параметрами точки А: $t_A, ^\circ\text{C}$ и d_A г/кг, конечное состояние - параметрами точки В: $t_B, ^\circ\text{C}$ и d_B , г/кг. Построить на $I-d$ диаграмме процесс изменения параметров воздуха АВ. Определить в точках А и В значения I и φ , рассчитать величину углового коэффициента ϵ .

Исходные данные приведены в табл.7. Методика построения приведена в п. 1.3.

Таблица 7

Исходные данные к задаче 6

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_A	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
d_A	4,0	4,5	5,0	6,0	6,0	7,0	7,0	7,0	8,0	8,0
t_B	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
d_B	9	9	9	11	11	12	12	15	16	16

Задача 7

По условиям задачи 6 принять, что расход воздуха с параметрами точки А составляет G_A , кг/ч, а расход воздуха с параметрами точки В - G_B , кг/ч. Найти параметры точки смешения С этих двух потоков t_C , d_C , I_C . Задачу решить аналитически и с помощью графического построения. Методика решения изложена в п. 1.4.

Задача 8

В производственном помещении длиной L м, шириной b м и высотой h м от технологического оборудования выделяется тепловой поток $Q_{изб}$, кДж/ч. Влажность d , г/кг, а температура удаляемого воздуха, $t_{уд}$, °С.

Построить на I-d диаграмме процесс ассимиляции теплоты в помещении. Рассчитать необходимый воздухообмен для удаления избыточной теплоты и определить кратность воздухообмена.

Исходные данные приведены в табл. 8. Методика расчёта изложена в разд.2. Удельная теплоемкость воздуха $C = 1,0$ кДж/ (кг·град). Плотность воздуха $\rho_B = 1,1$ кг/м³.

Таблица 8

Исходные данные к задаче 8

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q_{изб}$	90 000					1 000 000				
$t_{пр}$	14	14	15	15	16	16	17	17	18	18
$d_{пр}$	6,0	6,5	6,5	7,0	7,0	7,5	8,0	8,0	8,5	8,5
$t_{уд}$	22	23	22	23	23	24	24	25	25	26
L	84	84	90	90	96	96	102	102	108	108
b	36	36	36	36	36	30	30	30	30	30
h	3,5	3,2	3,5	3,6	3,8	4,0	4,0	4,2	4,2	4,5

Задача 9

В помещении с избыточными тепловыделениями установлена приточная система кондиционирования воздуха. Построить на I-d диаграмме процесс обработки воздуха для тёплого периода года, если расход кондиционируемого воздуха G_B^T , кг/ч. Расчётные параметры наружного

воздуха $t_n^T, ^\circ\text{C}$ и d_n^T , г/кг, расчётные параметры внутреннего воздуха $t_b^T, ^\circ\text{C}$ и d_b^T , г/кг. Естественный подогрев воздуха в помещении за счёт тепловых потоков от оборудования принять $\Delta t_{\text{пом}}^T = 5^\circ\text{C}$, естественный подогрев воздуха в воздуховодах и вентиляторе $\Delta t_b = 1, 5^\circ\text{C}$.

Рассчитать тепловой поток, поглощаемый в кондиционере $Q_{\text{хол}}$, тепловой поток от калорифера второго подогрева Q_{K2}^T , расход влаги, удаляемой из воздуха в оросительной камере $W_{\text{уд}}^T$.

Исходные данные приведены в табл.9. Методика расчёта изложена в разд. 3. Графическое изображение процесса обработки воздуха приведено на рис.7.

Таблица 9

Исходные данные к задаче 9

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G_b^T	60 000			70 000			80 000		90 000	
t_n^T	30	29	28	27	26	25	24	23	23	23
d_n^T	17,0	16,5	16,0	15,5	15,0	15,0	14,5	14,5	12,0	12,0
t_b^T	24	24	24	23	22	21	20	19	18	17
d_b^T	11,0	11,0	10,5	10,5	10,0	10,0	9,5	9,5	9,0	9,0

Задача 10

С помощью прямоточной системы кондиционирования воздуха требуется обеспечить параметры внутреннего воздуха по условиям задачи 9, если расход кондиционируемого воздуха для холодного периода года G_b^X , кг/ч. Расчётные параметры наружного воздуха $t_n^X, ^\circ\text{C}$ и d_n^X , г/кг. Построить на I-d диаграмме процесс обработки воздуха для холодного периода года. Рассчитать тепловой поток от калорифера первого подогрева Q_{K1}^X и от калорифера второго подогрева Q_{K2}^X , расход влаги, поглощённой воздухом в оросительной камере $W_{\text{погл}}^X$. Естественный подогрев воздуха в помещении за счёт тепловых потоков от оборудования принять $\Delta t_{\text{пом}}^X = 4^\circ\text{C}$.

Исходные данные приведены в табл. 10. Методика расчёта изложена в разд.3. Графическое построение процесса обработки воздуха приведено на рис. 8.

Таблица 10

Исходные данные к задаче 10

Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G_B^X	45 000			55 000			65 000		75 000	
t_B^X	-26	-25	-24	-23	-22	-21	-20	-19	-18	-17
d_B^X	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6

Библиографический список

Богословский В.Н., Щеглов В.П. Разумов И.Н. Отопление и вентиляция.- М.: Стройиздат, 1980.

Голубков Б.Н., Пятачков Б.И, Романова Т.М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция.- М.: Энергоиздат, 1982.

Мурзич А.Ф., Чайка М.Н. Системы вентиляции и кондиционирования воздуха: учеб. пособие.- СПб.: СПбГТУРП, 2004.

Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха.- М.: Высшая школа, 1965.

Строительные нормы и правила. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. СНиП.- М.: Стройиздат, 1994.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
1. Термодинамика влажного воздуха.....	4
1.1. Состав и основные параметры влажного воздуха.....	4
1.2. Принципы построения I-d диаграммы влажного воздуха.....	6
1.3. Графическое изображение в I-d диаграмме изменения состояния влажного воздуха.....	8
1.4. Графическое изображение в I-d диаграмме процессов смешивания потоков воздуха с различными параметрами.....	11
2. Системы вентиляции.....	13
2.1. Классификация систем вентиляции и их основные элементы.....	13
2.2. Выбор расчётных параметров наружного и внутреннего воздуха.....	15
2.3. Основные схемы организации воздухообмена и их расчёт.....	16
3. Системы кондиционирования воздуха.....	19
3.1. Классификация систем кондиционирования воздуха.....	19
3.2. Принципиальная схема системы кондиционирования воздуха.....	20
3.3. Построение процессов обработки воздуха в I-d диаграмме и их расчёт.....	22
4. Контрольные задания.....	24
Библиографический список.....	29

Редактор и корректор Н.П. Новикова

Техн. редактор Л.Я. Титова

Подп. к печати 28.06.07. Формат 60x84/16. Бумага тип. №1.

Печать офсетная. Уч.- изд. л. 2,0. Усл.- печ. л. 20. Тираж 200 экз.

Изд. № 79. Цена «С». Заказ 1565.

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