

**В. А. Кострюков**

**Сборник примеров расчета  
по отоплению и вентиляции**

**Часть II. Вентиляция.**

**Москва  
«Книга по Требованию»**

УДК 528  
ББК 38.2  
В11

В11 **В. А. Кострюков**  
Сборник примеров расчета по отоплению и вентиляции: Часть II. Вентиляция. /  
В. А. Кострюков – М.: Книга по Требованию, 2013. – 199 с.

**ISBN 978-5-458-25573-8**

Книга является частью II учебного пособия по предмету "Отопление и вентиляция" для учащихся техникумов по специальности "Санитарно-технические устройства зданий". На конкретных примерах в книге рассматриваются процессы изменения состояния воздуха вопросы определения количества выделяющихся вредностей и воздухообменов в помещениях. Дается расчёт систем вентиляции и подбор оборудования.

**ISBN 978-5-458-25573-8**

© Издание на русском языке, оформление  
«YOYO Media», 2013

© Издание на русском языке, оцифровка,  
«Книга по Требованию», 2013

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



Серия Книжный Ренессанс

[www.samizday.ru/reprint](http://www.samizday.ru/reprint)



$p_n$  — давление водяных паров, насыщающих воздух при той же температуре, в мм рт. ст.  
Объемный вес сухого воздуха

$$\gamma_{с.в} = \frac{p_{с.в}'}{R_{с.в} T} = \frac{13,6 p_{с.в}}{29,27 T} = 0,465 \frac{p_{с.в}}{T} \text{ кг/м}^3. \quad (5)$$

Объемный вес влажного воздуха

$$\gamma_{в.в} = \gamma_{с.в} + \gamma_{в.п} = 0,465 \frac{p_{с.в}}{T} + 0,289 \frac{p_{в.п}}{T} \quad (6)$$

или

$$\gamma_{в.в} = 0,465 \frac{p_6}{T} - 0,176 \frac{p_{в.п}}{T}. \quad (7)$$

Так как в формуле (7) при нормальных температурах воздуха влияние второго члена на результат подсчета  $\gamma_{в.в}$  ничтожно, то в вентиляционной технике объемный вес  $\gamma_{в.в}$  обычно определяют по упрощенной формуле

$$\gamma_{в.в} = 0,465 \frac{p_6}{T} \text{ кг/м}^3. \quad (8)$$

$$\text{При } p_6 = 760 \text{ мм рт. ст. } \gamma_{в.в} = \frac{353}{T} \text{ кг/м}^3; \quad (8a)$$

$$,, \quad p_6 = 745 \quad ,, \quad \gamma_{в.в} = \frac{346}{T} \quad ,, \quad (8б)$$

Подставим в формулу (5) вместо  $p_{с.в}$  выражение  $p_6 - p_{в.п}$ , и тогда формула примет вид

$$\gamma_{с.в} = 0,465 \frac{p_6 - p_{в.п}}{T} \text{ кг/м}^3. \quad (9)$$

В случае точных расчетов формулой (9) пользуются для подсчета веса сухой части вентиляционного воздуха, когда определяют влагосодержание  $d$  и теплосодержание  $I$  влажного воздуха. Этой формулой пользуются как при аналитических расчетах, так и при расчетах с помощью  $I-d$ -диаграммы, потому что значения  $d$  и  $I$  в диаграмме даются на 1 кг сухого воздуха.

Теплосодержание влажного воздуха.

$$I_{в.в} = 0,236t + (597,3 + 0,44t) 0,001d \approx 0,24t + (597 + 0,44t) 0,001d \text{ ккал/кг сух. возд}, \quad (10)$$

где  $d$  — влагосодержание воздуха в г/кг сухого воздуха.

Зная  $d$  и  $p_6$  и пользуясь формулой (3), можно найти значение  $p_{в.п}$ :

$$p_{в.п} = \frac{dp_6}{d + 622}. \quad (11)$$

Полный расход тепла на нагревание воздуха

$$Q = G(I_k - I_n) = L\gamma_i(I_k - I_n) \text{ ккал/час}. \quad (12)$$

Расход «явного» тепла

$$Q = 0,24 G(t_k - t_n) = 0,24 L\gamma_i(t_k - t_n) \text{ ккал/час}, \quad (13)$$

где  $G$  — расход воздуха в кг/час;

$L$  — объем воздуха в м<sup>3</sup>/час;

$I_k$  и  $I_n$  — конечное и начальное теплосодержание воздуха в ккал/кг сухого воздуха. В дальнейшем размерность влагосодержа-

\* Величина  $p_{с.в}'$  выражена в кг/м<sup>2</sup>, а  $p_{с.в}$  — в мм рт. ст.

ния и теплосодержания, т. е.  $d$  и  $I$ , упростим и вместо  $\text{кг}$  сухого воздуха будем писать просто  $\text{кг}$ ;  
 $t_k$  и  $t_n$  — конечная и начальная температура воздуха.  
 Расход воды на увлажнение воздуха

$$W = 0,001G(d_k - d_n) \text{ кг/час}, \quad (14)$$

где  $d_k$  и  $d_n$  — конечное и начальное влагосодержание воздуха в  $\text{г/кг}$ .

Процессы теплообмена и влагообмена между воздухом и водой характеризуются следующими зависимостями.

Угловой масштаб процесса

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{Q}{1000W}, \quad (15)$$

где  $\Delta I = I_k - I_n$  и  $\Delta d = d_k - d_n$ .

Расход воздуха для ассимиляции избыточного тепла и влаги

$$G = \frac{Q}{I_k - I_n} = \frac{1000W}{d_k - d_n} \text{ кг/час}, \quad (16)$$

где  $Q$  — тепло, выделяемое в помещение источниками тепла, в  $\text{ккал/час}$ ;  
 $W$  — количество влаги, выделяемое в помещение источниками влаговыделения, в  $\text{кг/час}$ .

Остальные обозначения те же, что и в формулах (12) и (14). Все расчеты, связанные с определением расхода воздуха по избыточному теплу и влаге, в настоящей главе производятся без учета коэффициента  $m^*$ .

Отношение расхода воды  $W$  к расходу воздуха  $G$  в камерах орошения называется коэффициентом орошения

$$\mu = \frac{W}{G}. \quad (17)$$

Тепловой баланс камеры орошения характеризуется уравнением

$$Q = G(I_n - I_k) = W(t_{w_k} - t_{w_n}), \quad (18)$$

где  $t_{w_k}$  и  $t_{w_n}$  — конечная и начальная температура воды.

Остальные обозначения те же, что и в формуле (12).

Из уравнения (18) следует

$$\frac{W}{G} = \frac{I_n - I_k}{t_{w_k} - t_{w_n}} = \frac{\Delta I}{\Delta t_w}, \quad (19)$$

но отношение

$$\frac{W}{G} = \mu.$$

Следовательно,

$$\mu = \frac{\Delta I}{\Delta t_w}. \quad (20)$$

Степень полноты процесса теплообмена между воздухом и водой характеризуется коэффициентом эффективности камеры орошения  $\eta$ .

При политропическом<sup>1</sup> процессе

$$\eta = 1 - \frac{t_{M_k} - t_{w_k}}{t_{M_n} - t_{w_n}}, \quad (21)$$

\* Коэффициент, выражающий отношение активных тепловыделений, непосредственно влияющих на температуру воздуха в рабочей зоне, к общему количеству активных тепловыделений в помещении.

<sup>1</sup> Политропическим называется процесс, при котором изменяются все параметры воздуха.

где  $t_{M_n}$  и  $t_{M_k}$  — температура входящего в камеру и выходящего из нее воздуха по мокрому термометру. Остальные обозначения те же, что и в формуле (18).

При адиабатическом процессе ( $I = \text{const}$ )

$$\eta = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_{M_k}} = \frac{d_k - d_n}{d_0 - d_n}, \quad (21a)$$

где  $t_n$  и  $t_k$  — начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру;

$d_n$  и  $d_k$  — начальное и конечное влагосодержание воздуха в г/кг;  $d_0$  — влагосодержание воздуха при  $\varphi = 100\%$  и  $I = \text{const}$ .

Зависимость относительной влажности воздуха  $\varphi$  по выходе его из камеры орошения от коэффициента эффективности  $\eta$ , по данным б. ЦНИПС, приведена в табл. 1 [2].

Некоторые, редко применяемые формулы приведены в самом тексте примеров.

Таблица 1

$\eta$	$\varphi$	$\eta$	$\varphi$
0,75—	0,92	1	0,99
0,8			
0,9	0,945	1,03	1

## § 2. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА ПРИ ЕГО НАГРЕВАНИИ И УВЛАЖНЕНИИ

**Пример 1.** Определить объем, который занимает 5000 кг сухого воздуха при температуре  $60^\circ$  и барометрическом давлении 750 мм рт. ст. Решение. По формуле (1)

$$L = \frac{GRT}{P} = \frac{5000 \cdot 29,27 \cdot 333}{750 \cdot 13,6} = 4778 \text{ м}^3.$$

**Пример 2.** Наружный воздух ежедневно поступает в калориферную камеру в количестве 10 000 м<sup>3</sup>, в которой подогревается от температуры  $t_1 = -15^\circ$  до  $t_2 = +20^\circ$ . Относительная влажность наружного воздуха  $\varphi = 95\%$ , барометрическое давление  $p_0 = 760$  мм рт. ст.

Определить относительную влажность, объем и теплосодержание воздуха после его подогрева. Кроме того, подсчитать расход тепла на подогрев воздуха.

Решение. Процесс изменения состояния воздуха в калориферной камере пойдет при влагосодержании  $d = \text{const}$ .

Давление водяных паров, насыщающих воздух:

$$\text{при } t_1 = -15^\circ \quad p_n = 1,24 \text{ мм рт. ст.}$$

$$,, \quad t_2 = +20^\circ \quad p_k = 17,53 \quad ,,$$

Парциальное давление водяных паров, содержащихся в наружном воздухе,

$$p_{в.п} = 0,95 \cdot 1,24 = 1,18 \text{ мм рт. ст.}$$

Относительная влажность воздуха по формуле (4) при  $t_2$

$$\varphi = \frac{p'_{в.п}}{p_n} 100 = \frac{1,18}{17,53} 100 = 6,8\%.$$

Изменение объема газа при постоянном давлении прямо пропорционально изменению его абсолютной температуры:

$$L_2 = L_1 \frac{T_2}{T_1}. \quad (22)$$

Объем воздуха после его подогрева

$$L_2 = 10\,000 \frac{273 + 20}{273 - 15} = 11\,360 \text{ м}^3.$$

Влагосодержание воздуха по формуле (3)

$$d = 622 \frac{1,18}{760 - 1,18} = 0,97 \text{ г/кг.}$$

Теплосодержание воздуха при  $t_1 = -15^\circ$  по формуле (10)

$$I_1 = 0,24 (-15) + [597 + 0,44 (-15)] 0,001 \cdot 0,97 = -3,03 \text{ ккал/кг.}$$

При  $t_2 = +20^\circ$

$$I_2 = 0,24 \cdot 20 + [597 + 0,44 \cdot 20] 0,00097 = 5,37 \text{ ккал/кг.}$$

Теплосодержание воздуха возросло на  $+5,37 - (-3,03) = 8,4 \text{ ккал/кг.}$

Полный расход тепла на подогрев воздуха определяется по формуле (12)

$$Q = L \gamma (I_2 - I_1) = 10\,000 \cdot 1,368 \cdot 8,4 = 114\,912 \text{ ккал/час,}$$

где  $\gamma$  — объемный вес воздуха при  $t = -15^\circ$ , найденный по формуле (8а).

Пример можно легко решить, пользуясь  $I-d$  диаграммой.

На диаграмме (рис. 1) по точке А с параметрами  $t = -15^\circ$  и  $\varphi = 95\%$  находим значения  $d$  и  $I$ . Затем из точки А поднимаемся по вертикали вверх до пересечения с изотермой  $t = +20^\circ$  (точка В), так как процесс изменения состояния воздуха в калорифере идет при постоянном влагосодержании  $d = \text{const}$  и заканчивается при  $t = +20^\circ$ . В точке В определяем теплосодержание  $I_2$  и относительную влажность воздуха в конце процесса.

**Пример 3.** В вентиляционной камере смешиваются наружный и внутренний воздух, засасываемый вентилятором из помещения. Определить параметры смеси.

Количество и параметры воздуха при  $p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$ :

а) наружный воздух  $L_1 = 4000 \text{ м}^3/\text{час}$ ,  $t_1 = +10^\circ$ ,  $\varphi_1 = 80\%$ ,  $p_{в.п.1} = 7,4 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $d_1 = 6,1 \text{ г/кг}$ ,  $I_1 = 6,1 \text{ ккал/кг}$ ;

б) внутренний (рециркуляционный)  $L_2 = 6000 \text{ м}^3/\text{час}$ ,  $t_2 = +30^\circ$ ,  $\varphi_2 = 50\%$ ,  $p_{в.п.2} = 16 \text{ мм рт. ст.}$ ,  $d_2 = 13,2 \text{ г/кг}$ ,  $I_2 = 15,3 \text{ ккал/кг}$ .

**Решение.** Определяем объемный вес сухой части воздуха по формуле (9):

$$\gamma_{с.в.1} = 0,465 \frac{760 - 7,4}{273 + 10} = 1,237 \text{ кг/м}^3$$

$$\gamma_{с.в.2} = 0,465 \frac{760 - 16}{273 + 30} = 1,141 \text{ ,,}$$

Вес сухой части воздуха в смешиваемых количествах

$$G_1 = L_1 \gamma_{с.в.1} = 4000 \cdot 1,237 = 4948 \text{ кг}$$

$$G_2 = L_2 \gamma_{с.в.2} = 6000 \cdot 1,141 = 6846 \text{ ,,}$$

$$G_{см} = 4948 + 6846 = 11\,794 \text{ ,,}$$

Параметры смеси

$$d_{см} = \frac{G_1 d_1 + G_2 d_2}{\Sigma G} = \frac{4948 \cdot 6,1 + 6846 \cdot 13,2}{11\,794} = 10,22 \text{ г/кг;}$$

$$I_{см} = \frac{G_1 I_1 + G_2 I_2}{\Sigma G} = \frac{4948 \cdot 6,1 + 6846 \cdot 15,3}{11\,794} = 11,44 \text{ ккал/кг;}$$



$$t_{см} = \frac{G_1 t_1 + G_2 t_2}{\Sigma G} = \frac{4948 \cdot 10 + 6846 \cdot 30}{11794} = 21,6^\circ.$$

Парциальное давление водяных паров смеси по формуле (11)

$$p_{в.п.см} = \frac{d_{см} p_6}{d_{см} + 622} = \frac{10,22 \cdot 760}{10,22 + 622} = 12,3 \text{ мм рт. ст.}$$

Давление водяных паров, насыщающих воздух при  $t=21,6^\circ$ ,  $p_n = 19,4$  мм рт. ст.

Относительная влажность смеси по формуле (4)

$$\varphi_{см} = \frac{12,3}{19,4} 100 \approx 63\%.$$

Решим пример графически с помощью  $I-d$ -диаграммы. Для этого наносим на диаграмму точки  $A$  и  $B$  соответствующие параметры наружного и внутреннего воздуха и соединяем их прямой линией (рис. 2). Процесс изменения состояния смешиваемых количеств воздуха пойдет по линии  $AB$ ; на этой же линии будет находиться точка  $B$  с параметрами смеси. Чтобы найти точку  $B$ , нужно линию  $AB$  разделить на части, соответственно обратные величинам весовых количеств смешиваемого воздуха. Так, длина отрезка  $AB$  будет равна

$$\frac{G_2}{G_{см}} l_{AB} = \frac{6846}{11794} l_{AB} = 0,58 l_{AB},$$

где  $l_{AB}$  — длина прямой  $AB$ .

Найдя точку  $B$ , снимаем с диаграммы ее параметры —  $d$ ,  $\varphi$ ,  $I$ .

**Пример 4.** Из цеха удаляется  $L=15000 \text{ м}^3/\text{час}$  воздуха с температурой  $t=28^\circ$  и относительной влажностью  $\varphi=40\%$ , а для возмещения вытяжки подается такое же по весу количество приточного воздуха с температурой  $t=16^\circ$ . Чтобы избежать расхода тепла на подогрев воздуха в зимний период, было решено часть удаляемого из цеха воздуха подмешивать к приточному. Относительная влажность наружного воздуха в зимний период  $\varphi=90\%$ . Барометрическое давление  $p_6=760$  мм рт. ст. Определить количество внутреннего воздуха, которое нужно подмешивать к наружному при расчетной зимней вентиляционной температуре  $t_{н.в}=-15^\circ$ , и параметры смеси.

**Решение.** Примем следующие обозначения весовых, объемных количеств, температур, влагосодержаний и теплосодержаний воздуха:

подмешиваемого (рециркуляционного) —  $G_p$ ,  $L_p$ ,  $t_p$ ,  $d_p$ ,  $I_p$

смешанного —  $G_{см}$ ,  $L_{см}$ ,  $t_{см}$ ,  $d_{см}$ ,  $I_{см}$

наружного —  $G_n$ ,  $L_n$ ,  $t_n$ ,  $d_n$ ,  $I_n$

По  $I-d$ -диаграмме находим параметры подмешиваемого воздуха при  $t_p=28^\circ$  и  $\varphi_p=40\%$  и наружного в зимний период при

$$t_n = -15^\circ \text{ и } \varphi_n = 90\%:$$

$$d_p = 9,5 \text{ г/кг}; I_p = 12,5 \text{ ккал/кг}; p_{в.п.} = 11,2 \text{ мм рт. ст.};$$

$$d_n = 1 \text{ г/кг}; I_n = -3,03 \text{ ккал/кг}; p_{в.п.} = 1,2 \text{ мм рт. ст.}$$

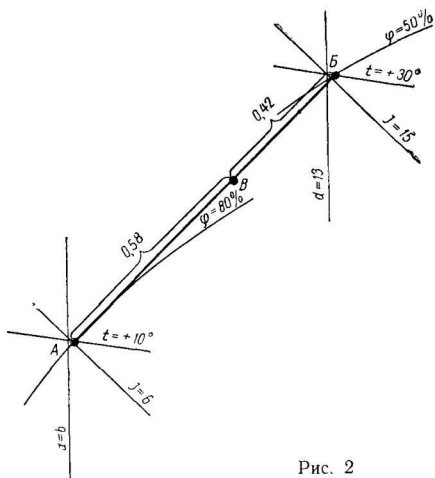


Рис. 2

Объемный вес сухой части воздуха, удаляемого из цеха:

$$\gamma_{с.в} = 1,157 \text{ кг/м}^3.$$

Весовое количество сухого воздуха, удаляемого из цеха:

$$G_{см} = 15\,000 \cdot 1,157 = 17\,355 \text{ кг/час.}$$

Такое же количество сухого воздуха по условию должно подаваться в цех. Напишем уравнение теплового баланса, приняв  $G_n = G_{см} - G_p$ ;

$$G_{см} t_{см} = G_p t_p + G_n t_n = G_p t_p + (G_{см} - G_p) t_n.$$

После преобразований получим

$$G_p = \frac{t_{см} - t_n}{t_p - t_n} G_{см} = \frac{16 - (-15)}{28 - (-15)} 17\,355 = 12\,513 \text{ кг/час.}$$

$$L_p = \frac{G_p}{\gamma_{28^\circ}} = \frac{12\,513}{1,157} = 10\,815 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Количество сухого воздуха, подаваемого снаружи:

$$G_n = G_{см} - G_p = 17\,355 - 12\,513 = 4\,842 \text{ кг/час.}$$

По формулам, приведенным в примере 3, находим  $I_{см} = 9,86 \text{ ккал/кг}$ ,  $d_{см} = 7,13 \text{ г/кг}$ .

Делаем проверку:

$$t_{см} = \frac{4\,842 (-15) + 12\,513 \cdot 28}{17\,355} = 16^\circ.$$

Следовательно, подсчет количества воздуха сделан правильно.

Давление водяных паров смеси по формуле (11)

$$p_{в.п.см} = \frac{d_{см} p_6}{d_{см} + 622} = \frac{7,13 \cdot 760}{7,13 + 622} = 8,6 \text{ мм рт. ст.}$$

Давление водяных паров, насыщающих воздух при  $t = +16^\circ$ ,  $p_{н.см} = 13,63 \text{ мм рт. ст.}$

$$\varphi_{см} = \frac{8,6}{13,63} 100 = 63\%.$$

Чтобы найти параметры смеси с помощью  $I-d$ -диаграммы, нужно нанести на нее точки, соответствующие параметрам наружного и рециркуляционного воздуха (точки  $A$  и  $B$  на рис. 3) и соединить их прямой. Пересечение этой прямой с изотермой  $t = +16^\circ$  даст точку  $C$  с параметрами смеси. Количество воздуха:

рециркуляционного

$$G_p = \frac{l_{AB}}{l_{AB}} G_{см} \text{ кг/час.}$$

наружного

$$G_n = \frac{l_{BB}}{l_{AB}} G_{см} \text{ кг/час.}$$

Из подобия двух треугольников  $ADB$  и  $AGB$  можем написать соотношение

$$\frac{l_{AD}}{l_{AG}} = \frac{l_{AB}}{l_{AB}}.$$

Но в масштабе температур отрезок  $AD = [16 - (-15)] = 31$  и  $AG = (28 - (-15)) = 43$ . Следовательно,  $G_p = \frac{31}{43} G_{см}$ , т. е. получим то же отноше-

**Пример 5.** Температура воздуха  $t_a = 25^\circ$ , относительная влажность  $\varphi = 60\%$ . Пользуясь  $l-d$ -диаграммой, найти температуру точки росы  $\tau_p$  и мокрого термометра  $t_m$ , если  $p_0 = 745$  мм рт. ст.

Psychrometric chart showing the cooling and dehumidification process of air. The vertical axis represents humidity ratio ( $g$ ) and the horizontal axis represents dry-bulb temperature ( $t$ ). A saturation curve is shown on the right. A vertical line at  $t=25.5^\circ\text{C}$  represents the initial state of the air. A horizontal line at  $g=40\%$  represents the final state of the air. A diagonal line connects the initial state to the final state, representing the process of cooling and dehumidification. The chart also shows a wet-bulb temperature line ( $t=16^\circ\text{C}$ ) and a dry-bulb temperature line ( $t=20^\circ\text{C}$ ).

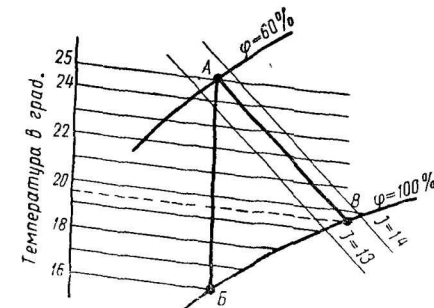


Рис. 4

**Пример 6.** Температура воздуха по сухому термометру  $t_c = +20^\circ$ , по мокрому —  $t_m = +16^\circ$ . Скорость движения воздуха  $v = 2$  м/сек;  $p_b = 760$  мм рт. ст. Определить относительную влажность воздуха.

$$\sigma = \frac{p_{H,M} - \alpha(t_c - t_m)p_0}{p_{H,C}} 100\%, \quad (23)$$

$t_c$  и  $t_m$  — температура воздуха по сухому и мокрому термометрам;  
 $p_0$  — барометрическое давление в мм рт.ст.;  
 $\alpha$  — коэффициент, зависящий от скорости движения воздуха;

При  $t_m = +16^\circ$   $p_{н.м} = 13,63$  мм рт. ст.; при  $t_c = +20^\circ$   $p_{н.с} = 17,53$  мм рт. ст.; при  $v = 2$  м/сек  $\alpha = 0,00068$ .

Таким образом, относительная влажность воздуха

$$\varphi = \frac{13,63 - 0,00068 (20 - 16) 760}{17,53} 100 = 66\%.$$

Можно определить  $\varphi$  с помощью  $I-d$ -диаграммы, если известны температуры  $t_c$  и  $t_m$ .

По изотерме мокрого термометра  $t_m = +16^\circ$  «движемся» до встречи с кривой насыщения  $\varphi$  (рис. 5) в точке А. Из точки А «поднимаемся» по линии, параллельной  $I = \text{const}$ , до пересечения с изотермой сухого термометра  $t = +20^\circ$ . В точке пересечения В отсчитываем относительную влажность, которая в нашем примере равна 66%.

Результаты определения  $\varphi$  аналитическим и графическим путем дают хорошее совпадение при скоростях обтекания воздухом ки-сеи мокрого термометра  $v \geq 2$  м/сек, когда поправочный коэффициент  $\alpha$  становится почти постоянной величиной. При малых скоростях воздуха по  $I-d$ -диаграмме получится искаженный результат. Так, при  $v = 0,2$  м/сек относительная влажность, подсчитанная по формуле (23), равна  $\varphi = 60,2\%$ , а по диаграмме по-прежнему 66% (расхождение 10%). Поэтому при малых скоростях воздуха  $\varphi$  следует определять не по  $I-d$ -диаграмме, а по формуле (23).

**Пример 7.** Пользуясь  $I-d$ -диаграммой, найти давление водяных паров при  $\varphi = 100\%$  и  $\varphi = 60\%$ , если температура воздуха  $t_b = +18^\circ$  и  $p_b = 760$  мм рт. ст.

**Решение.** Из точки А, расположенной на изотерме  $t = 18^\circ$ , при  $\varphi = 100\%$ , «опускаемся» по вертикали вниз до встречи со шкалой парциальных давлений водяного пара, на которой отсчитываем величину давления водяных паров, насыщающих воздух. При  $t_b = +18^\circ$  и  $p_n = 15,6$  мм рт. ст.



Рис. 6

Точно так же поступаем при определении давления водяных паров при  $\varphi = 60\%$  с той лишь разницей, что точка В будет лежать не на кривой насыщения, а на кривой  $\varphi = 60\%$ .

**Пример 8.** В процессе работы оборудования выделяется явное и скрытое избыточное тепло в количестве  $Q = 40\,000$  ккал/час. Кроме того, выделяется влага

в количестве  $W = 50$  кг/час. Предельно допустимые параметры внутреннего воздуха  $t_b = +22^\circ$ ,  $\varphi_b = 70\%$ . Определить расход подогрева в калорифере для поддержания в цехе заданных метеорологических условий. Параметры наружного воздуха  $t_n = -12^\circ$ ,  $\varphi_n = 80\%$ ,  $p_b = 745$  мм рт. ст.

**Решение.** Теплосодержание и влагосодержание наружного и внутреннего воздуха:  $I_n = -2,1$  ккал/кг;  $d_n = 1,2$  г/кг;  $I_b = 12,7$  ккал/кг,  $d_b = 12,1$  г/кг.

Отсюда

$$\Delta I = 12,7 - (-2,1) = 14,8 \text{ ккал/кг};$$

$$\Delta d = 12,1 - 1,2 = 10,9 \text{ г/кг}.$$

Сначала решим задачу аналитически. Количество воздуха, необходимого для ассимиляции влаги в цехе, по формуле (16)

$$G = \frac{1000W}{\Delta d} = \frac{50 \cdot 1000}{10,9} = 4600 \text{ кг/час}.$$

Прирост теплосодержания приточного воздуха в цехе

$$\Delta I' = \frac{40\,000}{4600} = 8,7 \text{ ккал/кг}.$$

Воздух должен поступать в цех с теплосодержанием

$$I_{\text{пр}} = 12,7 - 8,7 = 4 \text{ ккал/кг}.$$

Определяем температуру подогрева воздуха в калорифере. Путем преобразования формулы (10) получим

$$t_{\text{пр}} = \frac{I_{\text{пр}} - 597 \cdot 0,001 d_{\text{пр}}}{0,24 + 0,44 \cdot 0,001 d_{\text{пр}}} = \frac{4 - 597 \cdot 0,0012}{0,24 + 0,44 \cdot 0,0012} = 13,6^\circ.$$

Расход тепла на подогрев воздуха по формуле (12)

$$Q = G(I_{\text{пр}} - I_n) = 4600 [4 - (-2,1)] = 28\,060 \text{ ккал/час}.$$

Определим  $I_{\text{пр}}$  и  $t_{\text{пр}}$  с помощью  $I$ - $d$ -диаграммы. Для этого наносим на диаграмму точки  $A$  и  $B$ , соответствующие начальному и конечному состоянию воздуха (рис. 7). Определяем угловой масштаб процесса:

$$\varepsilon = \frac{40\,000}{50\,000} = 0,8.$$

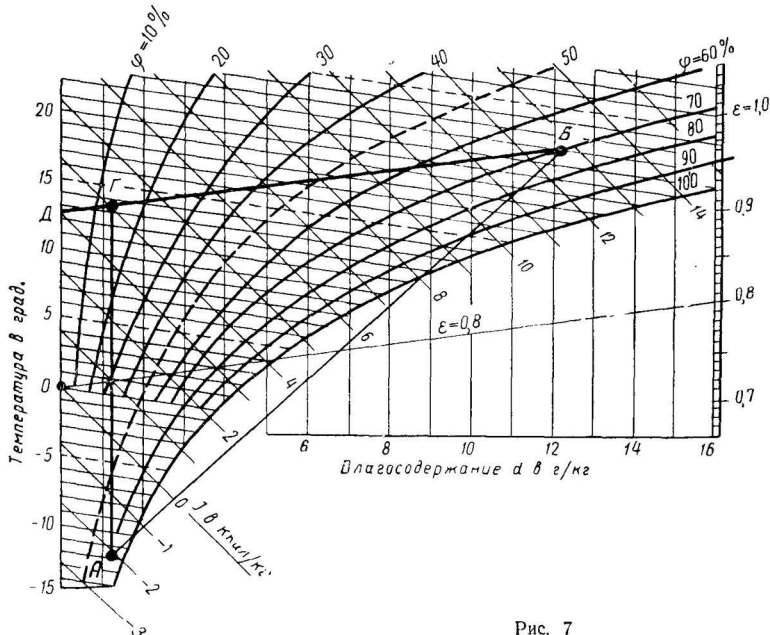


Рис. 7

Через точку *Б* строим луч, соответствующий протеканию процесса. Для этого накладываем линейку на точку 0 шкалы температур и риску  $\varepsilon = 0,8$  *l-d*-диаграммы, затем смещаем линейку параллельно до встречи с точкой *Б* и наносим на диаграмме линию *ДБ*. Из точки *А* параллельно линии  $d = \text{const}$  проводим прямую до пересечения с линией *ДБ*. Точка *Г* даст параметры воздуха по выходе его из калорифера. Прямая *АГ* характеризует процесс подогрева воздуха при  $d = \text{const}$ , а прямая *ГБ*—изменение состояния воздуха в цехе.

**Пример 9.** Теплоизбытки в цехе в летний период составляют  $Q = 72\,000$  ккал/час. Влаговыделения отсутствуют. По условиям технологического процесса относительная влажность воздуха в цехе должна быть  $\varphi = 75\%$ , а температура—не выше  $t_B = 26^\circ$ . Определить количество приточного воздуха, подаваемого в цех, если температура наружного воздуха  $t_n = +30^\circ$ , а относительная влажность  $\varphi = 40\%$ .

**Решение.** Для создания требуемых метеорологических условий в цехе, очевидно, нужно увлажнять приточный воздух. На *l-d*-диаграмму (рис. 8) наносим точку *А* с параметрами наружного воздуха и строим линию *АБ* адиабатического увлажнения. Так как практически очень трудно увлажнить воздух до  $\varphi = 100\%$ , то линию *АБ* обрываем на кривой  $\varphi = 95\%$ ;  $d_A = 10,6$  г/кг;  $I_A = 13,6$  ккал/кг.

Точка *Б* будет соответствовать параметрам воздуха, выпускаемого в цех,  $d_B = 14,3$  г/кг;  $I_B = 13,6$  ккал/кг;  $\varphi_B = 95\%$ . Так как в цехе имеются только теплоизбытки, то  $\vartheta = +\infty$ , и луч процесса пойдет из точки *Б* вверх параллельно линии  $d = \text{const}$ . Чтобы определить конечную точку процесса ассимиляции тепла, нанесем на диаграмму точку *В*, соответствующую заданным параметрам воздуха в цехе. Сравнивая положение луча процесса и точки *В* на диаграмме, легко убедиться в том, что требуется дополнительное увлажнение (линия *ГВ*). Дополнительное увлажнение воздуха или, как его называют иначе, доувлажнение производится непосредственно в цехе с помощью форсунок пневматического доувлажнения, а также доувлажнительных аппаратов различного типа.

Расход приточного воздуха определится разностью параметров в точках *Г* и *Б*:

$$G_{np} = \frac{Q}{I_G - I_B} = \frac{72\,000}{16 - 13,6} = 30\,000 \text{ кг/час.}$$

Количество воды, усвоенной воздухом:

а) в увлажнительной камере

$$\begin{aligned} W_1 &= G_{np} (d_B - d_A) = G_{np} \Delta d_1 = \\ &= 30\,000 (14,3 - 10,6) = 111\,000 \text{ г/час} = 111 \text{ кг/час;} \end{aligned}$$

б) в процессе доувлажнения

$$\begin{aligned} W_2 &= G_{np} (d_B - d_G) = G_{np} \Delta d_2 = \\ &= 30\,000 (16 - 14,3) = 51\,000 \text{ г/час} = 51 \text{ кг/час.} \end{aligned}$$

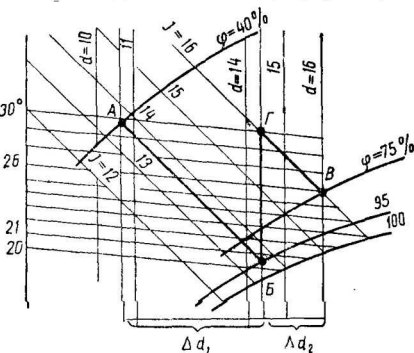


Рис. 8