

А. В. НЕСТЕРЕНКО

**ОСНОВЫ
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ
РАСЧЕТОВ
ВЕНТИЛЯЦИИ
И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ
ВОЗДУХА**

ИЗДАНИЕ ТРЕТЬЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

Д о п у щ е н о
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебного пособия
для студентов факультета
«Теплогазоснабжение и вентиляция»
инженерно-строительных вузов



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ВЫСШАЯ ШКОЛА»
МОСКВА—1971

- А. В. Нестеренко**, докт. техн. наук, проф.
Н56 Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. Учебн. пособие. изд. 3, доп. М., изд-во «Высшая школа», 1971. 460 стр.

В книге излагаются вопросы термодинамики влажного воздуха, даются основные понятия о тепло- и влагообмене, рассматриваются различные изменения состояния вентиляционного воздуха в помещениях с избытками тепла и влаги.

Значительная часть пособия посвящена вопросам построения на $I-d$ -диаграмме различных процессов обработки воздуха, описанию и расчету современных систем кондиционирования воздуха и анализу процессов автоматического регулирования температуры и влажности воздуха в помещениях.

По сравнению со 2-м изданием (1965 г.) в книгу включено описание новых методов расчета в области кондиционирования воздуха, описаны новые способы его обработки и новые типы кондиционеров.

Книга предназначена в качестве учебного пособия для студентов факультета «Теплогазоснабжение и вентиляция» инженерно-строительных высших учебных заведений. Изданием могут пользоваться также инженеры-проектировщики, работающие в области вентиляции и кондиционирования воздуха.

6С9.4

Рецензент

кафедра «Теплогазоснабжения и вентиляции» Всесоюзного заочного инженерно-строительного института

ПРЕДИСЛОВИЕ

Основной целью, которую ставил перед собой автор, являлось создание систематизированного учебного пособия по разделам курса «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» (читаемого на факультете «Теплогазоснабжение и вентиляция» инженерно-строительных высших учебных заведений), связанным с термодинамическими изменениями состояния влажного воздуха.

Наибольшая часть содержания данного учебного пособия посвящена вопросам кондиционирования воздуха.

В третьем издании расширено освещение вопроса тепло- и массообмена, происходящего при испарении жидкости со свободной поверхности, на основе данных исследований Л. В. Петрова. Значительно переработан раздел, относящийся к расчету форсуночных камер. В книге дается приближенная классификация систем кондиционирования воздуха. Значительно дополнена глава, посвященная источникам холода. В частности, включены новые материалы (§ 4 гл. VIII и § 4 гл. X), относящиеся к перспективам применения воздушных турбохолодильных машин в системах кондиционирования воздуха, написанные канд. техн. наук В. И. Прохоровым на основе результатов исследований, проведенных им в МИСИ им. В. В. Куйбышева и НИИ сантехники.

В книге получили отражение новые систе-

мы и конструкции устройств кондиционирования воздуха. Разделы книги, связанные с расчетами кондиционирующих аппаратов, переработаны в свете последних данных исследований по этим вопросам.

В заключение следует указать, что почти все разделы книги в значительной степени переработаны и дополнены. Автор выражает свою признательность коллективу кафедры теплогазоснабжения и вентиляции ВЗИСИ (зав. кафедрой доцент, канд. техн. наук В. Ф. Дроздов) за ценные замечания, сделанные в рецензии по рукописи.

Автор считает необходимым выразить свою глубокую благодарность ст. преподавателю кафедры «Отопления и вентиляции» МИСИ им. В. В. Куйбышева Л. В. Петрову за большую помощь, оказанную автору при подготовке третьего издания данной книги.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Атмосферный воздух, состоящий из кислорода, азота, углекислоты и небольшого количества инертных газов, всегда содержит некоторое количество водяного пара *. Смесь сухого воздуха с водяным паром называется влажным воздухом. Состав сухой части атмосферного воздуха приведен в табл. 1.

Таблица 1

| № п/п | Составные компоненты сухой части влажного воздуха | Символ или формула | Содержание, % | |
|-------|---|--------------------|---------------|-----------|
| | | | по весу | по объему |
| 1 | Азот | N ₂ | 75,55 | 78,13 |
| 2 | Кислород | O ₂ | 23,10 | 20,90 |
| 3 | Аргон, неон и другие инертные газы | Ar, Ne | 1,3 | 0,94 |
| 4 | Углекислота | CO ₂ | 0,05 | 0,03 |

К числу инертных газов, указанных в табл. 1, кроме аргона и неона, относятся также гелий, ксенон и криптон. Помимо этого, в воздухе содержится весьма незначительное количество водорода, озона и некоторых других газов.

С достаточной для технических расчетов точностью можно считать, что влажный воздух подчиняется всем законам смеси идеальных газов. Каждый газ, в том числе и пар, входящий в состав смеси, занимает тот же объем V , что и вся смесь. Он имеет температуру смеси T , находится под своим парциальным давлением p_i , которое определяют по уравнению Клапейрона [Л. 29]**:

$$p_i = \frac{M_i RT}{V \mu_i} = \frac{\nu_i}{V} RT, \quad (I-1)$$

где $\nu_i = \frac{M_i}{\mu_i}$ — количество молей i -того газа, входящего в состав смеси;
 M_i — масса i -того газа, кг;

* В этой связи влажный воздух в дальнейшем мы будем называть воздушно-паровой смесью.

** См. список литературы на стр. 455. Цифра 29 означает порядковый номер литературного источника по этому списку.

7-2

μ_i — молекулярный вес газа, кг/моль;
 R — универсальная газовая постоянная;
 V — объем газа, м³.

Размерность универсальной газовой постоянной надо выбирать в зависимости от единиц измерения давления и объема. Если давление измеряется в кг/м², то $R=0,848$ кгм/град · г-моль; когда же давление измеряют в мм рт. ст., то $R=0,06237$ мм рт. ст. × м³/град × г-моль (объем в обоих случаях измеряется в м³).

В абсолютной системе единиц $R=8,314 \cdot 10^7$ эрг/моль · град.

В системе единиц СИ универсальная газовая постоянная равна $R=8,314 \cdot 10^3$ Дж/(моль) · град.

Отношение массы газа (M_i) к объему смеси V называется концентрацией (ω_i) данного газа в смеси.

Сумма парциальных давлений газовых компонентов смеси равна полному давлению смеси (закон Дальтона):

$$P = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_i = \Sigma p_i. \quad (I-2)$$

Влажный воздух можно в первом приближении рассматривать как бинарную смесь, состоящую из водяного пара и приведенного однородного газа — сухой части атмосферного воздуха, эффективный молекулярный вес которого $\mu_{в} = 29$. Тогда барометрическое давление влажного воздуха P_6 будет равно сумме парциальных давлений сухого воздуха $p_в$ и водяного пара $p_п$, т. е.

$$P_6 = p_в + p_п. \quad (I-3)$$

Величины P_6 , $p_в$ и $p_п$ измеряют в мм рт. ст.

В системе единиц СИ давление измеряется в н/м² (1 мм рт. ст. = 133,332 н/м²).

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*.

Относительная влажность воздушно-паровой смеси представляет собой отношение концентрации водяного пара ненасыщенного воздуха к концентрации водяного пара насыщенного воздуха при одинаковых температурах и давлениях:

$$\varphi' = \frac{\omega_п}{\omega_{пн}}, \quad (I-4)$$

где $\omega_п$ — концентрация водяного пара ненасыщенного воздуха, кг/м³;

$\omega_{пн}$ — концентрация водяного пара насыщенного воздуха, кг/м³.

Из выражения I-4 следует, что относительная влажность насыщенного влажного воздуха равна единице.

Относительную влажность воздуха можно также выразить отношением парциальных давлений водяного пара. Для этой цели воспользуемся уравнением Клапейрона (I-1):

$$\varphi' = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{пн}}}, \quad (\text{I-5})$$

где $p_{\text{п}}$ и $p_{\text{пн}}$ — соответственно парциальное давление ненасыщенного пара и давление насыщенного пара при температуре воздушно-паровой смеси.

Давление насыщенного водяного пара является функцией только температуры, оно может быть найдено по таблице (см. приложение I) или, с известным приближением, по формуле Г. К. Филоненко [Л. 51], справедливой для интервала температур* от 0 до 100°

$$\lg p_{\text{пн}} = 0,622 + \frac{7,5t_{\text{н}}}{238 + t_{\text{н}}}, \quad (\text{I-6})$$

где $t_{\text{н}}$ — температура насыщенного воздуха.

М. И. Фильней предложил другую формулу, по которой получается более точное совпадение давлений насыщенного пара с табличными данными:

$$\lg p_{\text{пн}} = \frac{156 + 8,12t_{\text{н}}}{236 + t_{\text{н}}}. \quad (\text{I-6}')$$

Величину относительной влажности часто выражают в процентах, т. е.

$$\varphi = \varphi' \cdot 100\% = \frac{\omega_{\text{п}}}{\omega_{\text{пн}}} \cdot 100\%.$$

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

$$d = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{в}}}, \quad (\text{I-7})$$

где $M_{\text{п}}$ и $M_{\text{в}}$ — соответственно масса пара и масса сухого воздуха.

Если массу пара выражают в граммах, а массу сухого воздуха — в килограммах, то величина влагосодержания обозначается через d , как это записано в выражении I-7. Если же массу пара и сухого воздуха выражают в килограммах, то значение влагосодержания принято обозначать буквой x . Таким образом, x и d связаны следующей зависимостью:

$$x = \frac{d}{1000} [\text{кг/кг сух. возд}].$$

* Температуры в настоящем пособии везде приняты в градусах Цельсия (°С).

Если воспользоваться уравнением Клапейрона, написанным для пара и воздуха, то выражение I-7 можно представить в следующем виде:

$$d = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{в}}} \cdot 1000 = \frac{\mu_{\text{п}} p_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}} p_{\text{в}}} \quad [\text{г/кг сух. возд}], \quad (\text{I-7}')$$

где $\mu_{\text{п}}$ — молекулярный вес пара;
 $\mu_{\text{в}}$ — молекулярный вес воздуха.

Подставив соответствующие значения молекулярных весов, получим:

$$d = \frac{18}{29} \cdot \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{в}}} \cdot 1000 = 622 \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{б}} - p_{\text{п}}} = 622 \frac{\varphi' p_{\text{пн}}}{p_{\text{б}} - \varphi' p_{\text{пн}}} \quad [\text{г/кг сух. возд}]. \quad (\text{I-8})$$

Полученное таким образом выражение влагосодержания показывает, что влагосодержание воздуха пропорционально барометрическому давлению и является функцией только парциального давления пара.

Величина барометрического давления атмосферного воздуха на уровне моря в среднем составляет 760 мм рт. ст. ($101,3 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$) и колеблется в пределах от 720 до 800 мм рт. ст. (от $96 \cdot 10^3$ до $106,8 \cdot 10^3 \text{ н/м}^2$).

С изменением высоты над уровнем моря барометрическое давление изменяется и его можно вычислить с достаточной точностью по формуле [Л. 22]

$$A = (18,4 + 0,067t) \lg \frac{p_{\text{б}}}{p_{\text{б}}'}, \quad (\text{I-9})$$

где A — высота над уровнем моря, км;

t — средняя температура воздуха на участке между уровнем моря и рассматриваемой точкой;

$p_{\text{б}}$ — давление над уровнем моря, в среднем равное 760 мм рт. ст.;

$p_{\text{б}}'$ — искомое давление на высоте A км, мм рт. ст.

Выражение I-8 позволяет получить соотношение для парциального давления пара:

$$p_{\text{п}} = \frac{p_{\text{б}} d}{622 + d} \quad [\text{мм рт. ст.}]. \quad (\text{I-10})$$

Плотность влажного воздуха представляет собой отношение массы воздушно-паровой смеси M к объему этой смеси V :

$$\gamma_{\text{см}} = \frac{M}{V} \quad [\text{кг/м}^3]. \quad (\text{I-11})$$

Величина M состоит из массы сухого воздуха $M_{\text{в}}$ и массы водяного пара $M_{\text{п}}$. Поэтому формулу I-11 можно переписать в следующем виде:

$$\gamma_{см} = \frac{M_B}{V} + \frac{M_{II}}{V} = \omega_B + \omega_{II}, \quad (I-12)$$

где ω_B — концентрация сухого воздуха в смеси, $кг/м^3$;

ω_{II} — концентрация водяного пара в смеси, $кг/м^3$.

Используя выражения I-7 и I-12, можно написать:

$$\gamma_{см} = \omega_B \left(1 + \frac{r_d}{1000} \right) [кг/м^3]. \quad (I-13)$$

Так как давление абсолютно сухого воздуха ($d=0$) равно барометрическому давлению ($p_B = P_6$), то его концентрация в этом случае будет равна его плотности, т. е. $\gamma_B = \omega_B$.

Плотность газа прямо пропорциональна давлению и обратно пропорциональна температуре. Поэтому концентрацию сухого воздуха в смеси можно считать как его плотность при парциальном давлении p_B :

$$\omega_B = \gamma_0 \cdot \frac{p_B}{760} \cdot \frac{273}{T} [кг/м^3], \quad (I-14)$$

где γ_0 — плотность сухого воздуха при $t=0^\circ$ и $P_6=760$ мм рт. ст. (равная $1,293$ $кг/м^3$).

На основании выражений I-13, I-14 и I-7 плотность влажного воздуха можно выразить в следующем виде:

$$\gamma_{см} = \gamma_0 \frac{273}{T} \left[\frac{P_6}{760} - \left(1 - \frac{\mu_{II}}{\mu_B} \right) \frac{p_{II}}{760} \right] [кг/м^3]. \quad (I-15')$$

Подставив соответствующие значения молекулярных весов и γ_0 , получим:

$$\gamma_{см} = 1,293 \frac{273}{T} \left(\frac{P_6}{760} - 0,378 \frac{p_{II}}{760} \right) [кг/м^3]. \quad (I-15)$$

Из этого выражения видно, что влажный воздух всегда легче сухого, так как молекулярный вес пара меньше молекулярного веса воздуха. Таким образом, чем больше величина p_{II} , тем легче будет воздушно-паровая смесь. Однако это будет справедливо только в том случае, когда молекулярный вес паров меньше молекулярного веса воздуха. Если молекулярный вес пара какого-либо вещества (например, паров бензола) будет больше молекулярного веса воздуха, то картина наблюдается обратная (подобные случаи встречаются в практике промышленной вентиляции).

Влияние температуры на плотность смеси в обоих случаях будет одинаковым: с повышением температуры плотность смеси начнет уменьшаться, и наоборот.

Удельную теплоемкость влажного воздуха $c_{см}$ относят, как и влагосодержание, к единице массы сухой части воздуха:

$$c_{см} = c_B + c_{II} \cdot \frac{d}{1000} [ккал/кг сух. возд. град], \quad (I-16)$$

где $c_{\text{в}}$ — средняя удельная теплоемкость сухого воздуха (для температур в интервале $0-100^\circ$ $c_{\text{в}}$ принимают равной $0,24 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$);

$c_{\text{п}}$ — средняя удельная теплоемкость водяного пара (равная $0,43 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}$).

В системе единиц СИ теплоемкость имеет размерность $\text{дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$. Средняя удельная теплоемкость сухого воздуха в этой системе имеет значение $c_{\text{в}}=1,005 \text{ кдж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$, а средняя удельная теплоемкость водяного пара равна $c_{\text{п}}=1,8 \text{ кдж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$.

При расчете процессов тепло- и влагообмена существенную роль играет понятие о коэффициенте вязкости газа или жидкости. Различают три коэффициента вязкости.

Коэффициент абсолютной вязкости газа или жидкости представляет количественную характеристику сдвигающего напряжения, которое развивается в движущейся среде на единице поверхности раздела двух слоев, если падение скорости на единице длины нормали к этой поверхности равно единице.

Зависимость коэффициента абсолютной вязкости μ от температуры газа можно выразить уравнением

$$\mu = \mu_0 \frac{1 + \frac{c}{273}}{1 + \frac{c}{T}} \sqrt{\frac{T}{273}} \text{ [кг} \cdot \text{сек/м}^2\text{]}, \quad (\text{I-17})$$

где T — абсолютная температура газа, $^\circ\text{К}$.

Значения μ_0 и c принимаются:

для воздуха $\mu_0 10^8 = 174$; $c = 114$;

для пара $\mu_0 10^8 = 90,2$; $c = 673$.

Коэффициент кинематической вязкости выражает зависимость абсолютной вязкости и плотности:

$$\nu = \frac{\mu g}{\gamma} \text{ [м}^2\text{/сек]}. \quad (\text{I-18})$$

Коэффициент динамической вязкости η представляет собой произведение коэффициента абсолютной вязкости на ускорение силы тяжести:

$$\eta = \mu g \text{ [кг/м} \cdot \text{сек]}. \quad (\text{I-19})$$

Отсюда $\mu = \frac{\eta}{g}$.

Значения μ и ν для воздуха приведены в приложении III.

В системе единиц СИ коэффициент динамической вязкости имеет размерность $\text{н} \cdot \text{сек/м}^2$.

Удельное теплосодержание сухого воздуха равно:

$$I = c_{\text{в}} t \text{ [ккал/кг]} \text{ или } \text{[дж/кг]}, \quad (\text{I-20})$$

где t — температура воздуха.

Теплосодержание насыщенного пара определяется выражением

$$I_{\text{нп}} = I_{\text{ж}} + r = c_{\text{ж}} t_{\text{ж}} + r \quad [\text{ккал/кг}], \text{ или } [\text{дж/кг}], \quad (\text{а})$$

где, $I_{\text{ж}}$ — теплосодержание жидкости, ккал/кг (дж/кг);
 $c_{\text{ж}}$ — теплоемкость жидкости, $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$ ($\text{дж/кг} \cdot \text{град}$);
 r — удельная теплота испарения, ккал/кг (дж/кг);
 $t_{\text{ж}}$ — температура жидкости.

Величина r зависит от температуры жидкости, и ее можно определить по следующей эмпирической формуле, предложенной М. И. Фильнеем:

$$r = 597,4 - 0,57t_{\text{ж}} \quad [\text{ккал/кг}], \quad (\text{б})$$

или

$$r = 2500 - 2,38t_{\text{ж}} \quad [\text{кдж/кг}].$$

Подставив соответствующие значения в выражение (а), получим:

$$I_{\text{нп}} = t_{\text{ж}} + 597,4 - 0,57t_{\text{ж}} = 597,4 + 0,43t_{\text{ж}} \quad [\text{ккал/кг}], \quad (\text{I-21})$$

$$\text{или } I_{\text{нп}} = 4,1868t_{\text{ж}} + 2500 - 2,38t_{\text{ж}} = 2500 + 1,8068t_{\text{ж}} \quad [\text{кдж/кг}],$$

где $4,1868 \text{ кдж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ — средняя теплоемкость воды в интервале от 0 до 100°C .

Удельное теплосодержание перегретого пара, содержащегося во влажном воздухе при температуре t , равно:

$$I_{\text{нп}} = I_{\text{нп}} + c_{\text{п}}(t - t_{\text{ж}}) \quad [\text{ккал/кг}], \text{ или } [\text{кдж/кг}]. \quad (\text{I-22})$$

С достаточной для практических расчетов точностью удельное теплосодержание перегретого пара можно выразить следующей формулой:

$$I_{\text{нп}} = 597,4 + 0,43t_{\text{ж}} + 0,43t - 0,43t_{\text{ж}} = 597,4 + 0,43t \quad [\text{ккал/кг}], \quad (\text{I-23})$$

или

$$I_{\text{нп}} = 2500 + 1,8068t \quad [\text{кдж/кг}]. \quad (\text{I-23}')$$

Сравнение формул I-21 и I-23 показывает, что теплосодержание как перегретого, так и насыщенного пара равно сумме теплосодержания его при 0°C ($597,4 \text{ ккал/кг}$) и теплоты перегрева от 0 до t градусов.

Теплосодержание влажного воздуха обычно относят к единице веса сухого воздуха, т. е. к 1 кг его:

$$I = 0,24t + (597,4 + 0,43t) \cdot d \cdot 10^{-3} \quad [\text{ккал/кг сух. возд}]. \quad (\text{I-24})$$

В системе единиц СИ основное уравнение теплосодержания влажного воздуха I-24 имеет вид:

$$I = 1,005t + (2500 + 1,8068t) \cdot d \cdot 10^{-3} \quad [\text{кдж/кг сух. возд}]. \quad (\text{I-24}')$$

Так как $c_{см} = 0,24 + 0,43d \cdot 10^{-3}$, то выражение I-24 можно переписать в следующем виде:

$$I = c_{см}t + 597,4d \cdot 10^{-3} \text{ [ккал/кг сух. возд.]}. \quad (I-25)$$

Соответственно в системе единиц СИ теплоемкость влажного воздуха $c_{см} = 1,005 + 1,8068 d \cdot 10^{-3}$ [кдж/кг сух. возд.], и выражение I-24 принимает следующий вид:

$$I = c_{см}t + 2500d \cdot 10^{-3} \text{ [кдж/кг сух. возд.]}. \quad (I-25')$$

В приложениях I и III все физические параметры приведены в единицах системы измерений МКГСС, что сделано в целях облегчения практических расчетов. Единицы системы измерений СИ, встречающиеся в содержании данной книги, даны в приложении VI. Для пересчета физических величин в размерность системы СИ в приложении VII указаны переводные коэффициенты.

§ 2. I—d-ДИАГРАММА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

Л. К. Рамзин, используя выражение I-24, построил I—d-диаграмму, которая широко применяется в расчетах сушки, кондиционирования воздуха и в ряде других расчетов, связанных с изменением состояния влажного воздуха. Эта диаграмма выражает графическую зависимость основных параметров воздуха (t, φ, p_n, d и I) при заданном барометрическом давлении.

Эта диаграмма выражает графическую зависимость основных параметров воздуха (t, φ, p_n, d и I) при заданном барометрическом давлении.

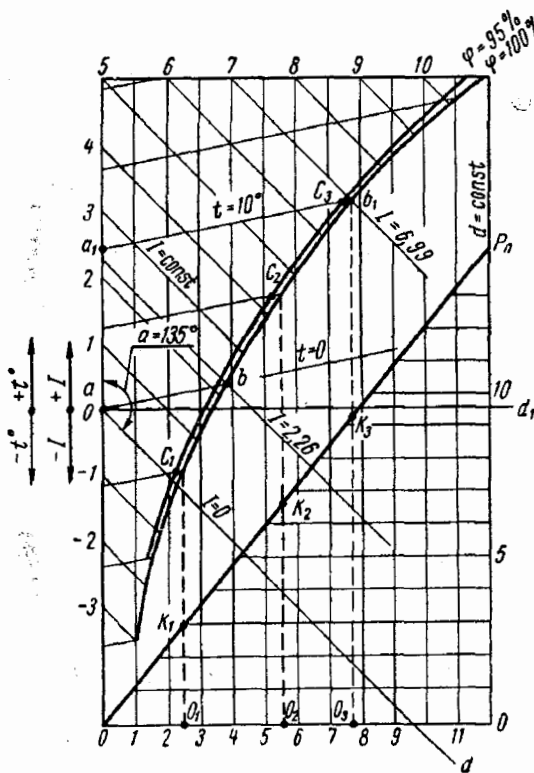


Рис. 1. Построение I—d-диаграммы

I—d-диаграмма (рис. 1) построена в косоугольной системе координат с углом между осями (I и d) $\alpha = 135^\circ$ [Л. 32]. На вспомогательной оси Od_1 в масштабе с интервалом, соответствующим 1 г, откладываются величины влагосодержаний d и через полученные таким образом точки проводятся вертикальные линии постоянного влагосодержания ($d = \text{const}$).

По оси ординат в масштабе вдвое большем, чем для d , откладывают величины теплосодержаний I с интервалом в 1 ккал/кг сух.

возд, причем вверх от точки 0, соответствующей температуре воздушно-паровой смеси $t=0^\circ$ и влагосодержанию $d=0$ (а значит, и $I=0$), откладывают положительные, а вниз — отрицательные значения теплосодержания. Через полученные точки на оси ординат проводят линии постоянного теплосодержания ($I=\text{const}$) под углом $\alpha=135^\circ$ к линиям $d=\text{const}$ (т. е. параллельно основной оси Od). На полученной таким образом сетке, состоящей из параллелограммов, построены линии изотерм ($t=\text{const}$) и кривые постоянных относительных влажностей ($\varphi=\text{const}$).

Если принять $t=\text{const}$, то уравнение I-24 будет уравнением прямой линии. Следовательно, изотермы являются прямыми линиями, лежащими на поле $I-d$ -диаграммы. Для построения изотермы $t=0$ возьмем два крайних состояния воздушно-паровой смеси: при $\varphi=0\%$ и при $\varphi=100\%$. Так как при $t=0^\circ$ и $\varphi=0\%$ $d=0$, то и $I=0$. Отсюда следует, что изотерма $t=0^\circ$ должна пройти через начало координат (через точку 0). Далее при $\varphi=100\%$ с помощью выражения I-8 находим соответствующее значение влагосодержания d , приняв $P_6=760$ мм рт. ст (значение P_6 могут быть приняты и другими, в зависимости от конкретных условий):

$$d = 622 \frac{p_n}{P_6 - p_n} = 622 \frac{4,58}{760 - 4,58} = 3,77 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Величину p_n берем из таблицы (приложение 1) при полном насыщении воздуха.

Теплосодержание воздуха при $t=0^\circ$ и $d=3,77$ г/кг сух. возд. можно определить, пользуясь формулой I-24:

$$I = 597,4 \frac{3,77}{1000} = 2,26 \text{ ккал/кг сух. возд.}$$

В системе координат $I-d$ (см. рис. 1) сначала находим точку a , имеющую параметры, соответствующие состоянию воздуха $I=0$ и $d=0$ (т. е. точка начала координат). Затем находим точку b с параметрами $I=2,26$ и $d=3,77$; проведя через эти точки прямую линию, получим линию изотермы $t=0^\circ$.

Аналогичным путем можно построить любую другую изотерму. Построим, например, изотерму для $t=10^\circ$.

При $t=10^\circ$ и $\varphi=100\%$ по формуле I-8 имеем:

$$d = 622 \frac{9,21}{760 - 9,21} = 7,63 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Соответствующее значение I будет равно:

$$I = 0,24 \cdot 10 + (597,4 + 0,43 \cdot 10) \frac{7,63}{1000} = 6,99 \text{ ккал/кг сух. возд.}$$

При $t=10^\circ$ и $\varphi=0\%$ $d=0$ и $I=0,24 \cdot 10 = 2,4$ ккал/кг сух. возд. По полученным значениям I и d находим на диаграмме точки a_1

и b_1 , проведя через которые прямую, получим линию изотермы $t=10^\circ$.

При пользовании диаграммой необходимо иметь в виду, что изотермы между собой непараллельны; особенно эта непараллельность сказывается при высоких значениях температур. При построении изотерм мы видели, что точки b , b_1 и т. д. соответствовали насыщенному состоянию воздуха, т. е. $\varphi=100\%$. Если соединить точки b , b_1 и другие плавной кривой, то получим линию относительной влажности $\varphi=100\%$, или, как иногда ее называют, *пограничную кривую*.

Вся область диаграммы, лежащая выше этой кривой, относится к воздуху, не насыщенному водяными парами.

Для построения кривой относительной влажности $\varphi=95\%$ следует предварительно определить влагосодержания, отвечающие этому насыщению при различных температурах воздушно-паровой смеси, и затем найти точки C_1 , C_2 , C_3 и т. д., соответствующие найденным влагосодержаниям и температурам. Соединив эти точки плавной кривой, получим кривую $\varphi=95\%$.

С помощью описанного метода можно построить и остальные кривые относительной влажности воздушно-паровой смеси.

Для построения линии парциального давления пара с правой стороны диаграммы на линии, параллельной оси ординат, наносится шкала парциальных давлений в *мм рт. ст.*, начиная с $p_{\text{п}}=0$ до величины возможного значения $p_{\text{п}}$ в диапазоне данной диаграммы.

Масштаб этой шкалы выбирается возможно крупным, но с таким расчетом, чтобы линия $p_{\text{п}}$ не пересекалась с кривой $\varphi=100\%$. На вертикалях (см. пунктирные линии), проходящих через точки пересечения прямых t с кривой $\varphi=100\%$, откладывают в принятом масштабе для парциальных давлений пара отрезки O_1K_1 , O_2K_2 , O_3K_3 и т. д., соответствующие по величине парциальным давлениям водяных паров, насыщающих воздух при данных температурах. Значения парциальных давлений пара берут из таблицы (см. приложение I). Плавная линия, проведенная через точки O , K_1 , K_2 , K_3 и т. д., является искомой кривой парциального давления водяного пара. На этом построение $I-d$ -диаграммы заканчивается.

Для практических расчетов можно пользоваться $I-d$ -диаграммой в конце этой книги (см. приложение IIа).

Подобная диаграмма может быть построена и в системе единиц СИ. Для этой цели следует воспользоваться основным уравнением теплосодержания влажного воздуха (I-24') и выражением влагосодержания (I-8). Методика построения диаграммы аналогична построению описанной выше диаграммы.

Диаграмма $I-d$ в системе единиц СИ для барометрического давления $P_6=101,325 \text{ кН/м}^2$ (760 *мм рт. ст.*), построенная Л. В. Петровым, приведена в приложении IIб. Диаграмма эта построена также в косоугольной системе координат с углом между осями 135° .

При построении диаграммы принят следующий масштаб: для теплосодержания 1 *см* соответствует 2 *кдж/кг сух. возд.*, для влаго-

содержания 1 см соответствует 1 г/кг сух. возд. В шкале парциальных давлений водяных паров 1 см соответствует 0,2 кн/м².

С помощью этих диаграмм на основании известных двух любых параметров воздуха можно найти и остальные параметры его.

Допустим, что известными параметрами являются: $t=20^\circ$ и $\varphi=50\%$. На $I-d$ -диаграмме (см. приложение IIа) это состояние воздуха будет определяться точкой пересечения изотермы $t=20^\circ$ с кривой $\varphi=50\%$ (точка a , рис. 2).

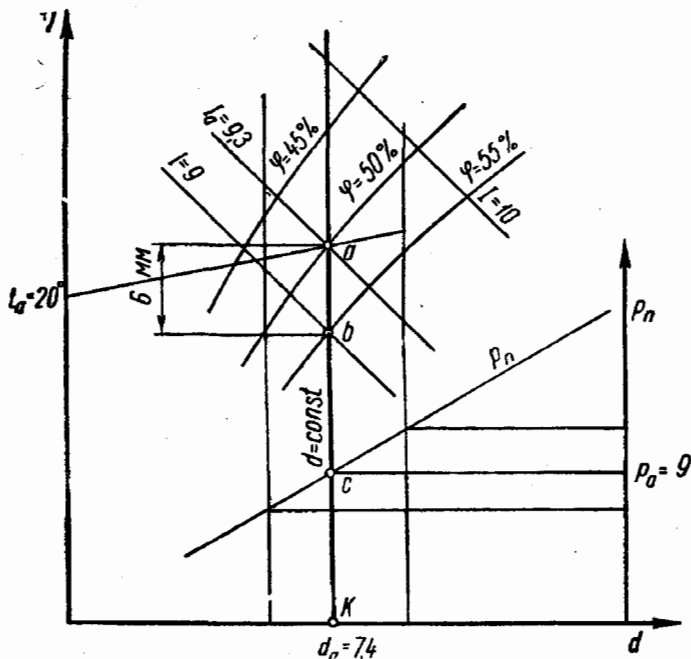


Рис. 2. Определение параметров воздуха с помощью $I-d$ -диаграммы

Далее находим остальные параметры заданного состояния воздуха. Опускаясь от точки a по линии $d=\text{const}$ вниз, читаем на оси абсцисс соответствующее значение $d_a=7,4$. Заметив, что точка a лежит между линиями постоянных теплосодержаний (адиабат), имеющих соответственно значения $I-9$ и $I-10$, находим величину искомого теплосодержания воздуха. Для этого измерим отрезок ab (равный 6 мм), который в масштабе теплосодержаний (1 ккал—20 мм) соответствует $\frac{6}{20}=0,3$ ккал/кг сух. возд, и затем прибавим эту величину к значению ближайшей нижележащей адиабаты, т. е. $9+0,3=9,3$ ккал/кг сух. возд. Полученная величина (9,3 ккал/кг сух. возд) является искомым теплосодержанием заданного состояния воздуха.

Величина парциального давления определяется отрезком CK , который в принятом масштабе парциальных давлений соответствует $p_a=9$ мм рт. ст.

Для иллюстрации пользования $I-d$ -диаграммой, построенной в системе единиц СИ, рассмотрим этот же пример.

Пользуясь описанным выше приемом, находим на $I-d$ -диаграмме (см. приложение IIб) точку, соответствующую заданному состоянию воздуха. Значение теплосодержания этой точки лежит между линиями $I=38$ и $I=40$ кдж/кг сух. возд, на 4 мм выше линии $I=38$. В принятом масштабе теплосодержания этот отрезок соответствует $\frac{2 \cdot 4}{10} = 0,8$ кдж/кг сух. возд. Тогда значение теплосодержания искомой точки будет равно:

$$I_a' = 38 + 0,8 = 38,8 \text{ кдж/кг сух. возд.}$$

Величина влагосодержания, так же как и в предыдущем случае, будет равна $d_a' = 7,4$ г/кг сух. возд.

Парциальное давление водяных паров составляет $p_a = 1,18$ кн/м².

Пользуясь переводными коэффициентами, сравним эти значения с полученными ранее:

$$I_a = \frac{38,8}{4,1868} = 9,26 \text{ ккал/кг сух. возд;}$$

$$p_a = \frac{1,18 \cdot 10^3}{133,322} = 8,9 \text{ мм рт. ст.}$$

Незначительное расхождение между полученными результатами (в пределах 1—2%) объясняется степенью точности построения диаграмм.

§ 3. ИЗОБРАЖЕНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА НА $I-d$ -ДИАГРАММЕ

В практике вентиляции часто приходится наблюдать переход одного состояния воздушно-паровой смеси в другое, например при нагревании воздуха, его охлаждении и осушении.

Эти процессы обычно изображают на $I-d$ -диаграмме прямыми линиями (лучами), проходящими через точки, соответствующие начальному и конечному состояниям воздушно-паровой смеси. Если параметры начального состояния воздуха I_1 и d_1 , а конечного — I_2 и d_2 , то отношение $\frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = \epsilon$ представляет собой угловой коэффициент линии (луча), характеризующий данное изменение состояния воздуха в косоугольной системе координат*.

Величина ϵ имеет размерность ккал/кг влаги, а в системе СИ — кдж/кг влаги.

Изменения состояния воздуха, происходящие при одинаковых значениях углового коэффициента, имеют одинаковую величину приращения количества тепла на 1 кг воспринятой (или отданной)

* Г р а в е. Курс аналитической геометрии. 1911.

воздухом влаги. Следовательно, если начальные параметры воздуха различны, а величина угловых коэффициентов одинакова, то лучи, характеризующие эти изменения состояний, будут параллельны друг другу.

Для нанесения на поле диаграммы луча процесса необходимо, чтобы были известны два параметра. Обычно такими параметрами являются параметры начального или конечного состояния воздуха и величина углового коэффициента ε . При этом нанесение луча процесса на $I-d$ -диаграмму сводится к проведению прямой в косоугольной системе координат по заданной точке и угловому коэффициенту.

Попытаемся далее установить тригонометрическое выражение углового коэффициента в условиях косоугольной системы координат.

Допустим, что начальное состояние влажного воздуха определяется точкой M_1 (рис. 3), а конечное — точкой M_2 . Тогда прямая M_1M_2 будет лучом, характеризующим данное изменение состояния воздуха. 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 .

На основании такого построения можно написать выражение, определяющее величину углового коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{I_{M_2} - I_{M_1}}{d_{M_2} - d_{M_1}} \cdot 1000 = \frac{M_2K}{M_1K}. \quad (I-26)$$

Применив теорему синусов, выражение I-26 можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{M_2K}{M_1K} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}. \quad (I-27)$$

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

$$\beta = 135^\circ - \alpha. \quad (I-28)$$

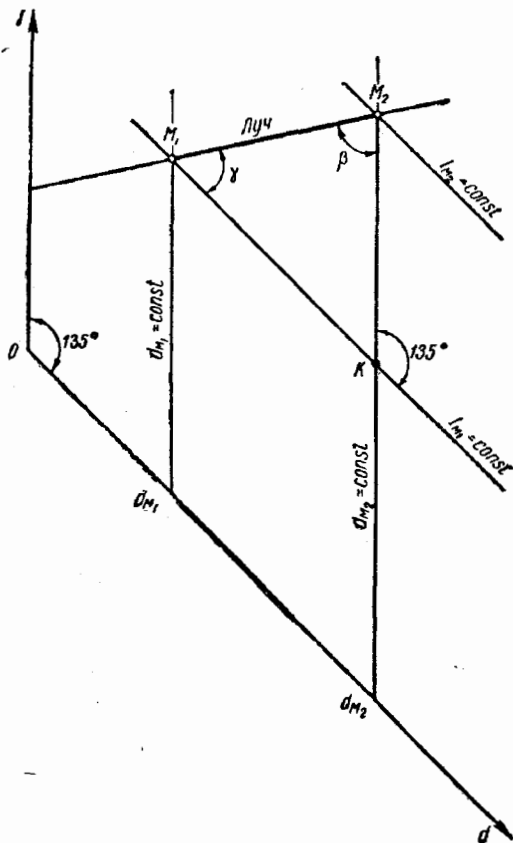


Рис. 3. Графическая интерпретация выражения углового коэффициента

Сделав соответствующую подстановку в выражение I-27, получим окончательный вид тригонометрического выражения углового коэффициента $I-d$ -диаграммы в косоугольной системе координат:

$$\varepsilon = \frac{\sin \alpha}{\sin (135^\circ - \alpha)} \quad (I-29)$$

§ 4. ХАРАКТЕРНЫЕ СЛУЧАИ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА И ИЗОБРАЖЕНИЕ ИХ НА $I-d$ -ДИАГРАММЕ

Первый случай. Воздушно-паровая смесь, имеющая начальные параметры I_1 и d_1 , подвергается нагреванию при неизменном влагосодержании, т. е. $d_1 = d_2 = \text{const}$. Так как процесс совершается при постоянном влагосодержании, то луч, характеризующий это изменение состояния воздуха, должен быть параллелен линии $d = \text{const}$.

Величина углового коэффициента при конечном теплосодержании $I_2 > I_1$ будет равна:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{(I_2 - I_1) 1000}{d_2 - d_1} = \\ &= \frac{(I_2 - I_1) 1000}{0} = +\infty. \end{aligned} \quad (I-30)$$

Полученное значение углового коэффициента показывает, что процесс подогрева воздуха характеризуется вертикальным лучом, проходящим через точки 1 и 2 (рис. 4), соответствующие начальному и конечному состояниям воздушно-паровой смеси.

Второй случай. Воздушно-паровая смесь поглощает одновременно тепло и влагу (т. е. нагревается и увлажняется).

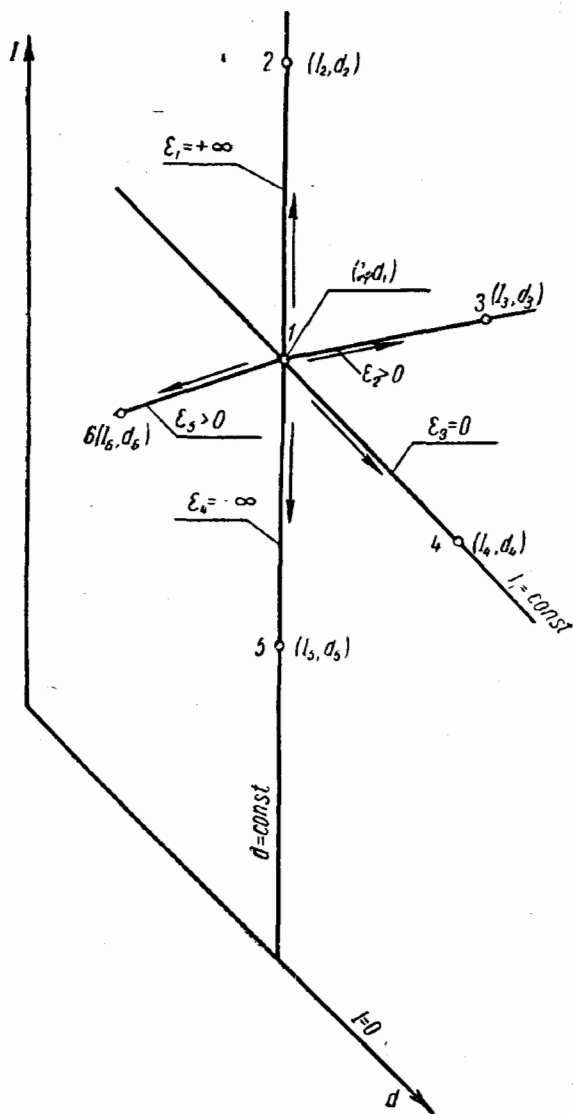


Рис. 4. Характерные случаи изменения состояния влажного воздуха

Если начальное состояние воздуха определяется теми же параметрами I_1 и d_1 (точка 1, рис. 4), а конечное состояние будет определяться параметрами I_3 и d_3 , причем $I_3 > I_1$ и $d_3 > d_1$, то направление искомого луча процесса будет характеризоваться отношением

$$\epsilon_2 = \frac{I_3 - I_1}{d_3 - d_1} 1000 > 0, \quad (I-31)$$

что соответствует направлению луча 1—3 (рис. 4).

Третий случай. Воздушно-паровая смесь поглощает влагу ($d_4 > d_1$) при неизменном теплосодержании ($I_4 = I_1$).

Так как процесс происходит при постоянном теплосодержании, то луч, характеризующий это изменение состояния, должен быть параллельным линии $I = \text{const}$. При прежнем начальном состоянии воздуха (точка 1, рис. 4) величина углового коэффициента искомого луча будет равна:

$$\epsilon_3 = \frac{I_4 - I_1}{d_4 - d_1} 1000 = \frac{0}{d_4 - d_1} 1000 = 0. \quad (I-32)$$

Выражение I-32 показывает, что процесс протекает по линии $I_1 = I_4 = \text{const}$ (прямая 1—4).

Такие процессы принято называть адиабатическими, т. е. протекающими при постоянном теплосодержании воздуха.

Четвертый случай. Воздушно-паровая смесь отдает тепло ($I_5 < I_1$) при неизменном влагосодержании ($d_1 = d_5$), т. е. процесс, так же как и в первом случае, будет характеризоваться лучом, параллельным линии $d = \text{const}$, но только направление его будет от точки 1 не вверх, а вниз.

Выражение углового коэффициента в этом случае будет иметь вид:

$$\epsilon_4 = \frac{I_5 - I_1}{d_5 - d_1} 1000 = \frac{I_5 - I_1}{0} 1000 = -\infty. \quad (I-33)$$

Пятый случай. Воздушно-паровая смесь отдает тепло ($I_6 < I_1$) и влагу ($d_6 < d_1$) (охлаждение и осушение воздуха).

Выражение углового коэффициента в этом случае будет иметь вид:

$$\epsilon_5 = \frac{I_6 - I_1}{d_6 - d_1} 1000 = \frac{-(\Delta I)}{-(\Delta d)} 1000 > 0. \quad (I-34)$$

Так как приращения теплосодержания и влагосодержания имеют отрицательные знаки, то направление процесса изменения состояния будет характеризоваться лучом 1—6, имеющим направление от точки 1 к точке 6.

Рассмотрим далее метод вычисления угловых коэффициентов и способ нанесения лучей на поле $I-d$ -диаграммы.

Допустим, что в воздушно-паровую смесь в количестве L кг/ч с начальными параметрами I_1 и d_1 подмешивается G кг/ч водяного пара с теплосодержанием $i_{п}$. Требуется найти величину углового

коэффициента, характеризующего данное изменение состояния, и конечные параметры воздушно-паровой смеси после поступления в нее водяного пара.

Напишем выражение теплового баланса воздушно-паровой смеси:

$$I_1 + \frac{Gi_{\pi}}{L} = I_2, \quad (a')$$

или

$$I_2 - I_1 = \frac{Gi_{\pi}}{L}. \quad (a)$$

Аналогично выражению (a') можно записать баланс по влаге:

$$\frac{d_1}{1000} + \frac{G}{L} = \frac{d_2}{1000}, \quad (b')$$

или

$$\frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{G}{L}. \quad (b)$$

Разделив уравнение (a) на уравнение (б), получим:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = i_{\pi}. \quad (I-35)$$

Для нанесения данного луча процесса на $I-d$ -диаграмму представим выражение I-35 в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = i_{\pi} = \frac{a}{b}, \quad (I-36)$$

где a и b представляют приращения координат (рис. 5) относительно точки I . Эти приращения можно выбрать произвольно, но при этом их отношение должно сохраняться постоянным и равным i_{π} .

Обычно значения a и b принимают такими, которые по своим величинам не выходили бы за пределы нанесенных на диаграмме значений I и d .

Нанесение искомого луча на поле $I-d$ -диаграммы начинается от точки, параметры которой известны. Такой точкой является точка I (рис. 5), характеризующая начальное состояние воздушно-паровой смеси, имеющей параметры I_1 и d_1 . От этой точки в масштабе теплосодержания откладываются: по вертикали величина a (отрезок $I-C$), а от абсциссы точки I (точка e) — величина b в масштабе влагосодержания (отрезок eK). Через точку c проводится линия $I_c = \text{const}$, а через точку K — линия $d_K = \text{const}$. Точка m пересечения этих линий (координат) должна лежать на направлении луча процесса. Таким образом, прямая, проведенная через точки I и m , будет служить искомым лучом, характеризующим рассматриваемое изменение состояния воздушно-паровой смеси.

Для определения конечного состояния воздушно-паровой смеси следует предварительно найти конечное влагосодержание воздуха:

$$\frac{d_2}{1000} = \frac{d_1}{1000} + \frac{G}{L} \quad (I-37)$$

Найдя на оси абсцисс соответствующее значение d_2 и проведя линию $d_2 = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса, получим точку 2, параметры которой являются искомыми параметрами конечного состояния воздушно-паровой смеси после поступления в нее G кг пара/ч.

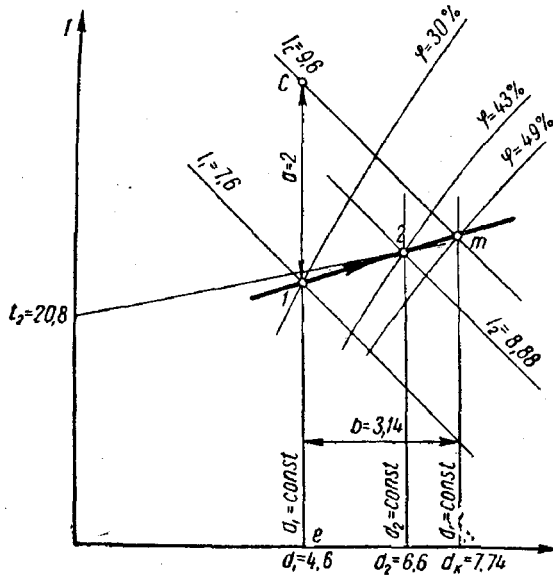


Рис. 5. Построение на $I - d$ -диаграмме луча процесса изменения состояния воздуха

Пример. В воздушно-паровую смесь в количестве $L = 5000$ кг/ч подмешивается водяной пар в количестве $G = 10$ кг/ч с теплосодержанием $i_{\text{п}} = 640$ ккал/кг. Начальные параметры воздушно-паровой смеси равны: $I_1 = 7,6$; $d_1 = 4,6$.

Решение. Как было показано выше, величина углового коэффициента в этом случае будет равна:

$$\epsilon = i_{\text{п}} = 640 = \frac{a}{b}.$$

Примем значение $a = 2$ ккал/кг сух. возд., а значение $b = 3,14$ г/кг сух. возд. (или $0,00314$ кг/кг сух. возд.). Отношение этих величин равно:

$$\frac{a}{b} = \frac{2}{0,00314} = 640.$$

Таким образом, отношение принятых приращений координат соответствует величине углового коэффициента. Найдя ранее изложенным способом точку m (см. рис. 5), проводим прямую $1 - m$, являющуюся искомым лучом.

Конечное влагосодержание воздуха будет равно:

$$d_2 = 4,6 + \frac{10\,000}{\varepsilon 000} = 6,6 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проведя линию $d_2 = \text{const}$, получим точку 2 пересечения этой линии с лучом процесса, параметры которой соответствуют конечным параметрам воздушно-паровой смеси, а именно:

$$I_2 = 8,88; d_2 = 6,6; \varphi_2 = 43\% \text{ и } t_2 = 20,8^\circ.$$

§ 5. УГЛОВОЙ МАСШТАБ НА $I-d$ -ДИАГРАММЕ

Прямые (лучи), выражающие изменения состояния воздушно-паровой смеси, имеющие одинаковые значения углового коэффициента, параллельны друг другу. Это дает возможность построить на $I-d$ -диаграмме угловой масштаб, облегчающий практическое нанесение лучей. Для построения углового масштаба рассмотрим различные изменения состояния влажного воздуха, приняв при этом для всех случаев одинаковые начальные параметры воздуха, равные $I_1=0$ и $d_1=0$ (точка начала координат). Если конечные параметры обозначить через I_2 и d_2 , то выражение углового коэффициента в этом случае можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = \frac{I_2}{d_2} \cdot 1000. \quad (I-38)$$

Если принимать различные значения конечных параметров воздушно-паровой смеси, то для каждого значения $\frac{I_2}{d_2} 1000$ можно провести на поле $I-d$ -диаграммы луч, исходящий из начала координат (т. е. из точки, имеющей параметры $I_1=0$ и $d_1=0$) и проходящий через точку, соответствующую принятым значениям I_2 и d_2 (в дальнейшем будем обозначать эти переменные параметры без индексов I и d).

Принимая $\frac{d}{1000} = 0,01 \text{ кг/кг сух. возд}$, видим, что отношению $\frac{I}{0,01} = 100$ соответствует $I=1,0$, а отношению $\frac{I}{0,01} = 200$ соответствует $I=2,0$ и т. д.

Таким образом, все эти лучи углового масштаба, выражаемые формулой 1-38, должны проходить через точку начала координат и точки (1, 2, 3 и т. д.) пересечения вертикали $\frac{d}{1000} = 0,01 \text{ кг/кг сух. возд}$ (рис. 6) или $d=10 \text{ г/кг сух. возд}$ с прямыми теплосодержания $I=1, I=2, I=3$ и т. д.

Значению $\varepsilon=0$ при $\frac{d}{1000} = 0,01$ соответствует $I=0$, т. е. луч $\frac{I}{d} 1000$ совпадает с прямой $I=0$.

влияние знака на направление луча процесса. Разберем следующие случаи:

$$1) \epsilon = \frac{+\Delta I}{+\Delta d} 1000;$$

$$2) \epsilon = \frac{-\Delta I}{+\Delta d} 1000;$$

$$3) \epsilon = \frac{-\Delta I}{-\Delta d} 1000;$$

$$4) \epsilon = \frac{+\Delta I}{-\Delta d} 1000.$$

Если для всех рассматриваемых случаев принять одинаковое начальное состояние воздушно-паровой смеси (например, точку 1

на рис. 7), то в зависимости от величины и знака углового коэффициента ϵ лучи, исходящие из точки 1, могут иметь различные направления в пределах 360° . Поскольку $I-d$ -диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями 135° , поле диаграммы вокруг точки 1 можно разделить на четыре сектора в зависимости от знака числителя и знаменателя углового коэффициента (см. рис. 7).

Лучи, лежащие в пределах сектора I ($\alpha_I = 135^\circ$), имеют положительные значения приращений теплосодержания и влагосодержания:

$$+\Delta I = I_2 - I_1 \text{ и } +\frac{\Delta d}{1000} = \frac{d_2 - d_1}{1000}.$$

Значения угловых коэффициентов лучей, лежащих в пределах сектора I, могут изменяться в пределах от $\epsilon = +\infty$ до $\epsilon = 0$, при этом направление луча $\epsilon = +\infty$ совпадает с направлением линии $d = \text{const}$, а при $\epsilon = 0$ — с направлением адиабаты ($I = \text{const}$).

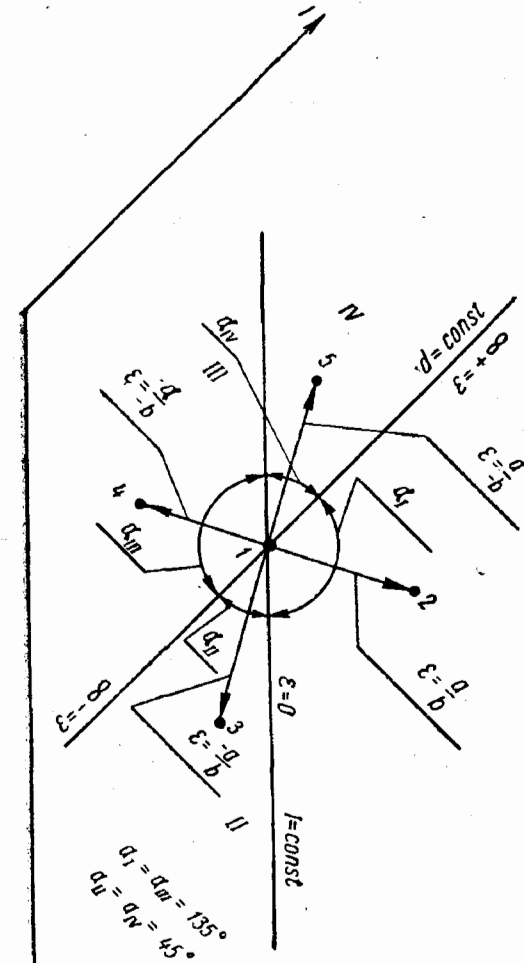


Рис. 7. Направление луча процесса в зависимости от знака числителя и знаменателя выражения углового коэффициента

Лучи, соответствующие процессам, имеющим отрицательные приращения теплосодержания и положительные приращения влагосодержания, расположены в пределах сектора II ($\alpha_{II}=45^\circ$).

Величина углового коэффициента лучей, расположенных в этом секторе, может изменяться от $\varepsilon=0$ до $\varepsilon=-\infty$.

В секторе III ($\alpha_{III}=135^\circ$) лежат лучи таких процессов, у которых приращения теплосодержания и влагосодержания имеют отрицательный знак.

Эти лучи могут находиться в пределах угла, ограниченного линиями $\varepsilon=-\infty$ и $\varepsilon=0$.

В последнем, IV секторе ($\alpha_{IV}=45^\circ$) располагаются лучи, угловые коэффициенты которых определяются отношением положительных значений приращений теплосодержания и отрицательных значений приращений влагосодержания.

Границы сектора IV определяются значениями углового коэффициента $\varepsilon=0$ и $\varepsilon=+\infty$.

Таким образом, лучи, имеющие положительные значения углового коэффициента, могут располагаться в секторах I или III , а лучи, имеющие отрицательные значения, — во II или IV .

§ 7. ТРАНСПОРТИР УГЛОВОГО МАСШТАБА

Лучи изменения состояния воздуха можно нанести на поле $I-d$ -диаграммы методом непосредственного построения (§ 4 гл. I) либо при помощи углового масштаба (§ 5 гл. I). Наиболее точным является метод непосредственного построения лучей. Однако по этому методу требуется значительная затрата времени. При использовании углового масштаба, нанесенного на $I-d$ -диаграмму, если последняя имеет большие размеры, провести луч процесса параллельно соответствующему лучу углового масштаба подчас затруднительно.

Вместе с тем следует указать, что на некоторых существующих диаграммах нанесенный угловой масштаб охватывает только область положительных значений угловых коэффициентов. Вследствие этого наносить лучи с отрицательным значением углового коэффициента приходится непосредственным построением.

Для облегчения нанесения лучей на поле $I-d$ -диаграммы можно пользоваться предложенным нами специальным транспортиром (см. приложение IIв). Транспортир состоит из планки A (рис. 8) и дуги полуокружности B . В пределах угла $\alpha_I=\alpha_{III}=135^\circ$ нанесен масштаб лучей с положительными значениями угловых коэффициентов.

В пределах угла $\alpha_{II}=\alpha_{IV}=45^\circ$ нанесен масштаб лучей с отрицательными значениями угловых коэффициентов.

Пользоваться транспортиром для нанесения лучей на поле $I-d$ -диаграммы весьма просто. Допустим, что через точку a (рис. 9) требуется провести луч процесса, имеющий значение углового коэффициента, равное $\varepsilon=400$.

Для этой цели располагаем транспортир на поле диаграммы таким образом, чтобы центр транспортира (точка I) совпал с точкой a , а верхняя кромка планки A совпала с линией $I_a = \text{const}$. Далее находим на шкале транспортира масштабное деление, соответствующее заданному значению $\epsilon = 400$ (точка c). Проведя прямую через точки a и c , получим прямую искомого луча, направление которого будет определяться знаками числителя и знаменателя выражения углового коэффициента (§ 6 гл. 1).

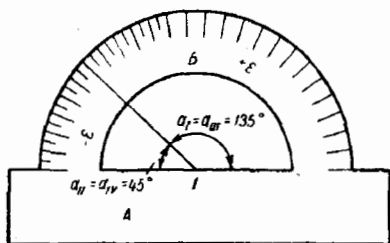


Рис. 8. Транспортир углового масштаба

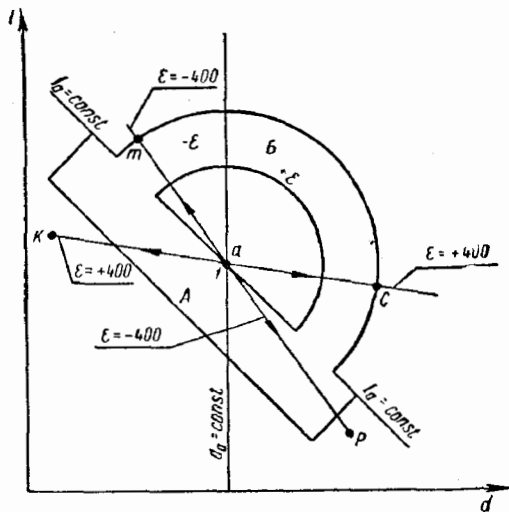


Рис. 9. Применение транспортира углового масштаба для нанесения на $I-d$ -диаграмму лучей процессов изменения состояния влажного воздуха

Когда $\epsilon = \frac{+1600}{+4} = +400$, то этот луч будет направлен от точки a к точке c .

Если же $\epsilon = \frac{-1600}{-4} = +400$, то, несмотря на одинаковые числовые значения и знак углового коэффициента, процесс будет направлен от точки a к точке K (рис. 9).

Лучи, имеющие отрицательное значение углового коэффициента, наносят аналогичным образом, но только в этом случае надлежит пользоваться частью дуги транспортира с отрицательными значениями углового масштаба.

Если требуется нанести луч, проходящий также через точку a , но имеющий величину углового коэффициента $\epsilon = -400$, то, как и в предыдущем случае, находим точку m , соответствующую значению углового масштаба $\epsilon = -400$ (в пределах дуги с отрицательными значениями ϵ), и через эту точку и точку a проводим прямую линию.

Когда $\varepsilon = \frac{+1600}{-4} = -400$, то направление процесса будет от точки a к точке m , а если $\varepsilon = \frac{-1600}{+4} = -400$, то направление луча процесса будет от точки a к точке P .

Транспортир углового масштаба для $I-d$ -диаграммы, построенной в системе СИ, дан в приложении Пг.

§ 8. ИЗОБРАЖЕНИЕ НА $I-d$ -ДИАГРАММЕ ПРОЦЕССОВ СМЕШИВАНИЯ РАЗЛИЧНЫХ КОЛИЧЕСТВ ВОЗДУХА, ИМЕЮЩИХ РАЗНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Допустим, что в смесь вступает L_a кг влажного воздуха с параметрами точки A (рис. 10) и L_b кг влажного воздуха с параметрами точки B ; при этом отношение $\frac{L_b}{L_a} = n$.

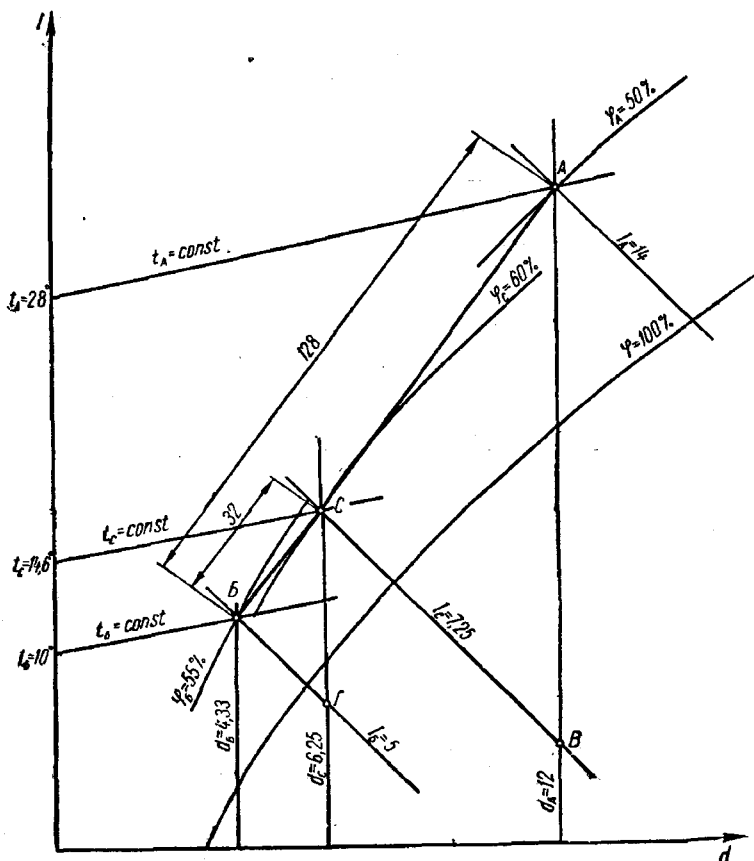


Рис. 10. Изображение на $I-d$ -диаграмме процесса смешивания воздуха двух различных состояний

В этом случае с 1 кг воздуха состояния, соответствующего точке A , будет смешиваться n кг воздуха состояния, соответствующего

точке *Б*. Теплосодержание смеси I_c в количестве $(1+n)$ кг будет равно:

$$I_c(1+n) = I_a + nI_6, \quad (I-39)$$

откуда

$$I_c = \frac{I_a + nI_6}{1+n}. \quad (I-40)$$

Выражение влагосодержания соответственно можно написать в следующем виде:

$$\frac{d_c}{1000}(1+n) = \frac{d_a}{1000} + n \frac{d_6}{1000}. \quad (I-41)$$

Отсюда

$$\frac{d_c}{1000} = \frac{d_a + nd_6}{1000(1+n)}. \quad (I-42)$$

Перепишем уравнения I-39 и I-41 в следующем виде:

$$I_a - I_c = n(I_c - I_6); \quad (I-43)$$

$$\frac{d_a - d_c}{1000} = \frac{n(d_c - d_6)}{1000}. \quad (I-44)$$

Разделив выражение I-43 на выражение I-44, получим уравнение прямой линии, проходящей через точки *А* и *Б* и точку *С* с текущими координатами I_c и d_c :

$$\frac{I_a - I_c}{d_a - d_c} \cdot 1000 = \frac{I_c - I_6}{d_c - d_6} \cdot 1000. \quad (I-45)$$

Выражение I-45 показывает, что точка смеси *С* лежит на прямой, соединяющей точки *А* и *Б* (т. е. точки, характеризующие состояния отдельных количеств воздуха, вступающих в смесь).

Таким образом, прямая *АБ* является геометрическим местом точек возможных состояний смеси воздуха. Однако при этом следует иметь в виду, что каждому состоянию смеси должно соответствовать вполне определенное отношение количеств воздуха состояния *А* и *Б*, вступающих в смесь, т. е. величина

$$n = \frac{L_6}{L_a}.$$

Для доказательства этого утверждения рассмотрим два треугольника (рис. 10) *АСВ* и *СБГ*. Исходя из подобия этих треугольников, можно написать

$$\frac{CA}{BC} = \frac{AB}{CG} = \frac{I_a - I_c}{I_c - I_6}. \quad (I-46)$$

А так как из уравнения I-43 следует, что

$$\frac{I_a - I_c}{I_c - I_b} = n,$$

то выражение I-46 может быть переписано в следующем виде:

$$\frac{CA}{BC} = \frac{I_a - I_c}{I_c - I_b} = n = \frac{L_b}{L_a}. \quad (I-47)$$

Выражение I-47 показывает, что точка C делит прямую смеси AB на отрезки, обратно пропорциональные количествам воздуха, вступающим в смесь.

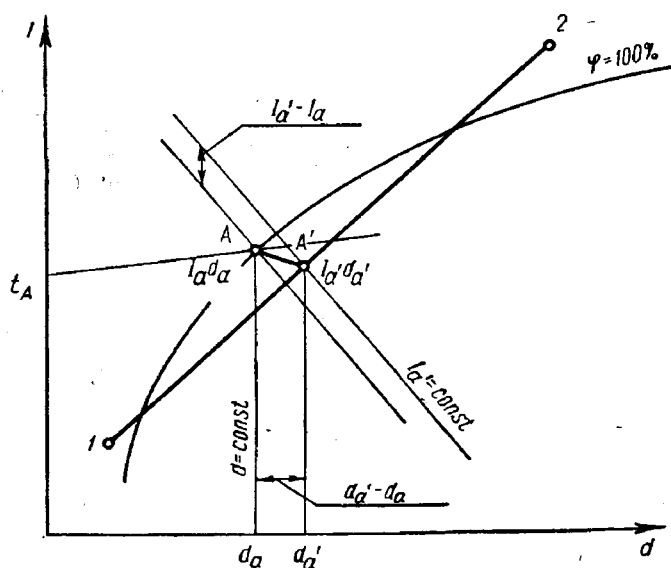


Рис. 11. Случай, когда точка смеси получается за пределами пограничной кривой ($\varphi=100\%$)

Таким образом, для получения какого-либо состояния смеси, например характеризуемого точкой C , лежащей на прямой AB , необходимо смешать воздух состояния A в количестве, пропорциональном длине отрезка BC , с воздухом состояния B в количестве, пропорциональном длине отрезка AC . Длина прямой AB в этом случае будет пропорциональна общему количеству смеси.

Если прямая смеси, соединяющая точки 1 и 2 (рис. 11), пересекается с кривой насыщения, то в некоторых случаях точка смеси A' может оказаться в зоне, лежащей ниже кривой насыщения.

Такое положение точки смеси показывает, что в результате смешивания будет выпадать влага из воздуха. Так как температура выпадающей влаги весьма близка температуре воздушно-паровой

смеси t_a , то параметры действительного состояния воздушно-паровой смеси (точка А) можно найти из уравнения

$$I_{a'} = I_a + (d_a - d_a') \frac{t_a}{1000}, \quad (I-48)$$

или из

$$I_{a'} - I_a = (d_a' - d_a) \frac{t_a}{1000}. \quad (I-49)$$

Это уравнение можно решить при помощи $I-d$ -диаграммы. Для этого на кривой насыщения надо искать такую точку с параметрами I_a и d_a , которая удовлетворит вышеприведенному уравнению. Обычно I_a незначительно меньше $I_{a'}$, так как количество выпавшей влаги весьма мало.

Таким образом, вместо практически невозможного состояния смеси воздуха, характеризуемого параметрами $I_{a'}$ и $d_{a'}$, в действительности будем иметь состояние смеси, определяемое параметрами I_a и d_a .

Пример. Найти параметры смеси воздуха, если в нее входит 1000 кг/ч воздуха с параметрами $t_a=28^\circ$, $\varphi_a=50\%$, $I_a=14$ ккал/кг сух. возд., $d_a=12$ г/кг сух. возд. и 3000 кг/ч воздуха с параметрами $t_b=10^\circ$, $\varphi_b=55\%$, $I_b=5$ ккал/кг сух. возд. и $d_b=4,33$ г/кг сух. возд.

Решение. Наносим на $I-d$ -диаграмму точки А и Б, соответствующие заданным состояниям воздуха, вступающего в смесь (см. рис. 10). Соединим точку А с точкой Б прямой линией и измерим ее длину. Длина этого отрезка прямой равна 128 мм. Составив пропорцию, получим:

$$\frac{L_{\text{общ}}}{AB} = \frac{L_a}{BC}.$$

Подставив соответствующие известные значения и решая относительно величины BC , находим:

$$BC = \frac{L_a}{L_{\text{общ}}} AB = \frac{1000}{4000} \cdot 128 = 32 \text{ мм.}$$

Отложив эту величину на прямой БА от точки Б, получим точку С, параметры которой являются искомыми, а именно:

$$t_c = 14,6^\circ; \quad \varphi = 60\%; \quad d_c = 6,25 \text{ г/кг сух. возд.},$$

$$I_c = 7,25 \text{ ккал/кг сух. возд.}$$

Проверяем полученные параметры по аналитическим формулам I-40 и I-42, имея в виду, что

$$n = \frac{L_b}{L_a} = \frac{3000}{1000} = 3.$$

$$I_c = \frac{I_a + nI_b}{1 + n} = \frac{14 + 3 \cdot 5}{1 + 3} = 7,25 \text{ ккал/кг сух. возд.};$$

$$d_c = \frac{d_a + nd_b}{1 + n} = \frac{12 + 3 \cdot 4,33}{1 + 3} = 6,25 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Аналогично можно вычислить температуру смеси t_c :

$$t_c = \frac{t_a + nt_6}{1 + n} = \frac{28 + 3 \cdot 10}{1 + 3} = 14,5^\circ.$$

Результаты аналитического расчета достаточно близко совпадают с результатами, полученными графическим путем.

§ 9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА

Относительная влажность воздуха является одним из основных параметров, характеризующих режим вентиляции.

Известно четыре способа определения относительной влажности воздуха: 1) химический; 2) способ наблюдения точки росы; 3) способ волосяного гигрометра; 4) психрометрический способ [Л. 28].

Приборы, при помощи которых производят измерение первыми тремя способами, называют гигрометрами, а по четвертому способу — психрометрами.

Химический способ заключается в следующем. При помощи аспиратора медленно засасывается некоторый объем воздуха, влажность которого желают измерить. Перед входом в аспиратор воздух проходит через несколько U-образных трубок, содержащих вещество, активно поглощающее водяные пары. Такими веществами обычно являются хлористый кальций, фосфорный ангидрид и некоторые другие. По приросту в весе трубок до и после опыта можно подсчитать количество водяных паров в 1 м^3 воздуха, а следовательно, и его относительную влажность:

$$\varphi' = \frac{P_6 G (273 + t_1)}{G (273 + t_1) p_n + \omega_n (P_6 - p_n') V_1 (273 + t) \cdot 1000}, \quad (I-50)$$

где V_1 — объем воздуха, прошедшего через поглотитель, при температуре t_1 (после поглотителя), м^3 ;

G — привес поглотителя, g ;

t — температура воздуха перед поглотителем, $^\circ\text{C}$;

p_n и p_n' — давление насыщенного пара при температурах t и t_1 , мм рт. ст. ;

ω_n — концентрация водяного пара в воздухе перед поглотителем, $g/\text{м}^3$;

P_6 — барометрическое давление, мм рт. ст.

Более подробные сведения об этом методе определения влажности можно найти в специальных работах [Л. 45].

Способ наблюдения точки росы. Прежде чем перейти к непосредственному описанию этого способа определения влажности, рассмотрим физическую сущность понятия о температуре точки росы.

Температурой точки росы называется та температура, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух, чтобы он стал насыщенным при сохранении постоянного влагосодержания.

Таким образом, если охлаждать ненасыщенный воздух, имеющий температуру t_c , то при некоторой температуре $t_p < t_c$ он станет насыщенным. Эта температура и является температурой точки росы.

В качестве примера определим температуру точки росы для воздуха при температуре $t_c = 36^\circ$ и $d_a = 6$ г/кг сух. возд.

Для решения этой задачи воспользуемся $I-d$ -диаграммой (рис. 12). Заданное начальное состояние воздуха определяется точкой A , проводя через которую линию постоянного влагосодержания $d = \text{const}$ вниз до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$, получим точку B , изотерма которой, равная 6° , является искомой температурой точки росы.

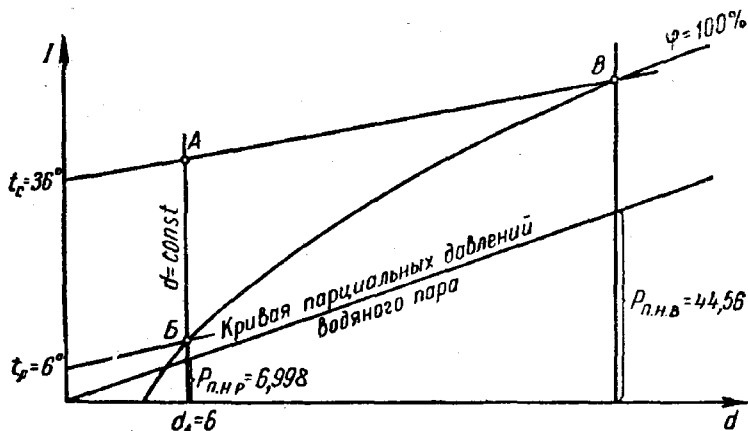


Рис. 12. Определение влажности воздуха с помощью $I-d$ -диаграммы по температуре точки росы

Если известна температура точки росы t_p и температура воздуха t_c , то относительную влажность воздуха можно найти по формуле

$$\varphi' = \frac{p_{пнр}}{p_{пнв}}, \quad (1-51)$$

где $p_{пнр}$ — давление насыщенного пара при температуре точки росы t_p , мм рт. ст.;

$p_{пнв}$ — давление насыщенного пара при температуре воздуха t_c , мм рт. ст.

Давление насыщенного пара берется из таблицы (см. приложение I) или из $I-d$ -диаграммы (см. рис. 12, парциальные давления водяных паров, соответствующие точкам B и B).

Для приведенного примера получим

$$\varphi' = \frac{6,998}{44,56} \approx 0,15, \text{ или } \varphi = 15\%.$$

Рассмотрим далее устройство приборов (гигрометров), предназначенных для определения температуры точки росы. Имеется много различных конструкций гигрометров. Наиболее распространен гигрометр Аллюарда и Грове (рис. 13).

Этот гигрометр состоит из четырехгранного металлического сосуда, в который через трубку E наливают эфир, температуру t' которого измеряют при помощи термометра. Через крышку внутрь сосуда проходят две трубки GC и FD . Трубка C доходит почти до

самого дна сосуда, а трубка *D* оканчивается под самой крышкой. Конец трубки *J* соединяется с аспиратором, вследствие чего воздух поступает через открытый кран *H*, входит в трубку *GC*, поднимается в виде пузырьков через эфир со дна сосуда и выходит через трубку *D*. Этим достигается непрерывное перемешивание эфира. Передняя часть *A* сосуда отполирована и позолочена, с трех сторон она окружена также полированной и позолоченной пластинкой *B*, отделенной от *A* узким зазором.

Роса осаждается только на пластинке *A*. Пластинка *B* остается блестящей и помогает наблюдателю более точно определить момент появления росы. В этот момент показание температуры t' соответствует температуре точки росы. Если t — температура окружающего воздуха, то по полученным двум температурам легко определить относительную влажность и парциальное давление водяных паров в воздухе. Для этого можно воспользоваться либо $t - d$ -диаграммой, либо соответствующими таблицами.

Волосяной гигрометр (рис. 14) основан на свойстве некоторых веществ изменять свои размеры в зависимости от относительной влажности воздуха.

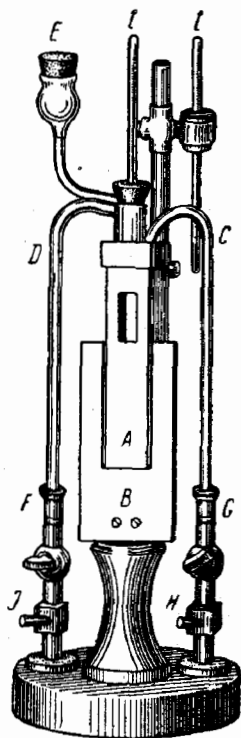


Рис. 13. Гигрометр Аллюарда и Грове

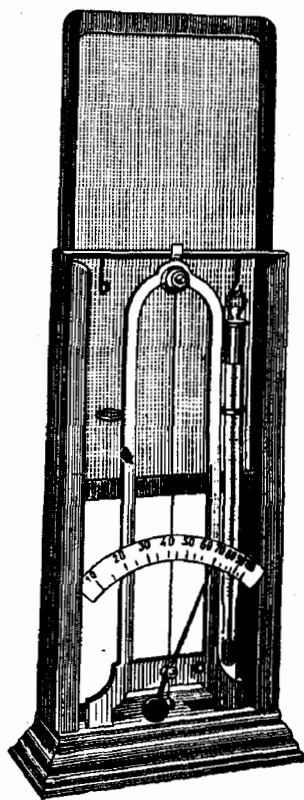


Рис. 14. Волосяной гигрометр

Наиболее распространен волосяной гигрометр Соссюра. Датчиком относительной влажности у этого прибора является обезжиренный человеческий волос, который изменяет свою длину в зависимости от влажности воздуха. Один конец волоса, как это видно из рис. 14, укреплен неподвижно, а другой — обернут вокруг нижнего валика и натянут грузом. К валику прикреплена стрелка, которая перемещается по шкале делений относительной влажности воздуха. Градуировка шкалы каждого экземпляра прибора производится отдельно путем помещения его в среду, относительная влажность которой известна.

Психрометрический способ. Прежде чем перейти к рассмотрению самого прибора (психрометра), познакомимся с понятием о температуре мокрого термометра, которая имеет большое значение в технике вентиляции и кондиционирования воздуха.

Когда ненасыщенный воздух соприкасается с поверхностью тонкой пленки воды, то происходит явление, носящее название тепло- и массообмена, т. е. будет переноситься как тепло, так и влага (масса вещества) в направлении более низкого потенциала. Если температура ненасыщенного воздуха окажется выше температуры воды, а температура воды — выше температуры точки росы, то перенос тепла будет происходить от воздуха к поверхности воды (так как температура окружающего воздуха t_c выше температуры воды t_b), а перенос влаги — от поверхности воды в воздух (поскольку парциальное давление водяных паров на поверхности воды будет больше, чем в окружающем воздухе).

В рассматриваемых условиях температура воздуха будет понижаться вследствие происходящего теплообмена, а отдаваемое при этом воздухом явное тепло будет затрачиваться на испарение влаги. Испарившаяся за счет этого тепла влага поступит в воздух, в результате чего увеличится его влагосодержание и парциальное давление водяных паров.

Поступающие в воздух водяные пары за счет своего теплосодержания восстанавливают теплосодержание воздуха примерно до величины его начального теплосодержания, поскольку отданное воде явное тепло возвращается обратно в воздух в скрытом виде (теплосодержание пара). Такие процессы испарения, как отмечалось выше, принято называть адиабатическими.

Пользуясь выражением теплосодержания влажного воздуха, рассмотрим физическую сущность мокрого термометра.

Допустим, что параметры начального состояния воздуха (перед вступлением в контакт с поверхностью воды) соответственно равны l_1 , d_1 и t_1 . Тогда выражение теплосодержания влажного воздуха можно будет записать в следующем виде:

$$l_1 = 0,24t_1 + 0,43t_1 \frac{d_1}{1000} + 597,4 \frac{d_1}{1000}. \quad (I-52)$$

Обозначим параметры воздуха в конце процесса испарения соответственно l_2 , $d_2 = d_n$, $t_2 = t_m$ и $\phi = 100\%$ (где t_m — температура

мокрого термометра и d_H — влагосодержание при полном насыщении). Тогда можно написать:

$$I_2 = I_1 + \frac{d_H - d_1}{1000} t_M = 0,24t_M + 0,43t_M \frac{d_H}{1000} + 597,4 \frac{d_H}{1000} \quad (1-53)$$

Рассмотрим более подробно те изменения, которые произошли с воздухом в результате контакта его с пленкой воды, имеющей температуру t_M . Вследствие того что температура воздуха t_1 выше температуры воды t_M , воздух станет отдавать явное тепло, в результате чего величина $0,24t_1$ в выражении I-52 будет уменьшаться, и это снижение температуры продолжится до тех пор, пока воздух не примет состояния насыщения при температуре $t_2 = t_M$.

Увеличение влагосодержания воздуха приводит к увеличению последнего слагаемого $597,4 \frac{d_1}{1000}$ в выражении I-52 до величины, при которой d_1 становится равной d_H . Таким образом, процесс испарения сопровождается частичным переходом явного тепла, содержащегося в воздухе, в скрытое тепло. Второе слагаемое $0,43t_1 \frac{d_1}{1000}$ в выражении I-52 изменяется весьма незначительно, поскольку с уменьшением температуры воздуха от t_1 до t_M одновременно возрастает его влагосодержание от d_1 до d_H . Если пренебречь начальным теплосодержанием испарившейся воды $(d_H - d_1) 10^{-3} \cdot t_M$, имеющим обычно малую величину, то с достаточным приближением можно считать, что $I_2 \approx I_1$, вследствие чего этот процесс и получил название адиабатического.

Таким образом, изложенное выше позволяет сформулировать понятие о температуре мокрого термометра, а именно: температурой мокрого термометра является такая температура, которую принимает насыщенная воздушно-паровая смесь в процессе испарения при условии сохранения постоянного теплосодержания воздуха, равного начальному.

Однако следует заметить, что все же $I_1 < I_2$, как это видно из выражения I-53, на величину начального теплосодержания испарившейся воды $\frac{d_H - d_1}{1000} t_M$. Идеальный адиабатический процесс возможен только при $t_M = 0^\circ$.

Значение величины температуры мокрого термометра можно вычислить на основании выражения I-53.

Установим связь между температурой воздуха t_c , температурой мокрого термометра t_M и влагосодержанием воздуха dx кг/кг сух. возд. Количество тепла, необходимое для испарения влаги в количестве dx кг/кг сух. возд, будет равно:

$$[r_M + c_n(t_c - t_M)] dx, \quad (1-54)$$

где r_M — теплота испарения при температуре мокрого термометра;
 c_n — теплоемкость водяного пара.

Это количество тепла при адиабатическом процессе испарения получено из окружающего воздуха, т. е.

$$c_{см} dt = -(c_{в} + c_{п} x) dt, \quad (I-55)$$

где $c_{см}$ — теплоемкость влажного воздуха;

$c_{в}$ — теплоемкость сухого воздуха;

x — влагосодержание.

Далее можно написать:

$$[r_{м} + c_{п}(t_{с} - t_{м})] dx = -(c_{в} + c_{п} x) dt. \quad (I-56)$$

Интегрируем обе части равенства по x и t в пределах от x до $x_{м}$ и от $t_{с}$ до $t_{м}$. После преобразования получим:

$$t_{с} - t_{м} = \frac{r_{м}}{c_{п}} \left(\frac{c_{в} + c_{п} x_{м}}{c_{в} + c_{п} x} - 1 \right), \quad (I-57)$$

где $x_{м}$ — влагосодержание насыщенного воздуха при температуре мокрого термометра.

Таким образом, температура мокрого термометра является функцией температуры воздуха и его влагосодержания. Эта формула показывает, что при полном насыщении воздуха, когда $x = x_{м}$ температура его $t_{с} = t_{м}$ (т. е. температуре мокрого термометра).

Для того чтобы практически измерить температуру мокрого и сухого термометров, обычно пользуются прибором, называемым психрометром. Психрометр состоит из двух одинаковых термометров. Один из этих термометров служит для измерения температуры воздуха $t_{с}$ и называется сухим термометром, а его показания — температурой воздуха по сухому термометру. Другой термометр служит для измерения температуры воздуха по мокрому термометру.

Ртутный резервуар этого термометра обернут батистом, непрерывно смачиваемым водой (свободный конец батиста опущен в небольшой сосуд с водой), которая поднимается по батисту, как по фитилю. Такой термометр с влажным резервуаром называют влажным или мокрым термометром (рис. 15).

Следует заметить, что температура, показываемая влажным термометром, не соответствует в точности действительной тем-

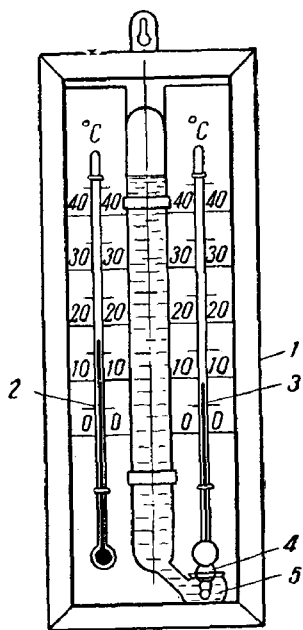


Рис. 15. Психрометр:
1 — доска; 2 — сухой термометр; 3 — влажный термометр; 4 — ткань; 5 — сосуд с водой

пературе мокрого термометра, а обычно несколько выше ее. Эта ошибка в показании мокрого термометра объясняется тремя причинами: 1) происходит передача тепла от окружающего воздуха через пограничный слой, прилегающий к ртутному шарик термометра; 2) на показание термометра влияет радиация от окружающих предметов, имеющих температуру более высокую, чем t_m ; 3) незначительная часть тепла передается через выступающий столбик ртути, если он не покрыт смоченной тканью.

Ошибку в показании мокрого термометра можно значительно уменьшить, если защитить ртутный резервуар мокрого термометра от радиации, обернуть выступающий столбик ртути смоченным батистом и сообщить воздуху, омывающему шарик термометра, большие скорости.

Влияние скорости воздуха сказывается в том, что при увеличении ее повышается интенсивность испарения воды с мокрого шарика. Поэтому количество тепла, которое затрачивается на испарение воды с поверхности мокрого шарика, будет значительно больше при больших скоростях, чем при малых, по сравнению с тем количеством тепла, которое дополнительно сообщается шарик мокрого термометра тремя указанными выше путями. Следовательно, ошибки в показаниях мокрого термометра значительно уменьшаются при больших скоростях воздуха.

На рис. 16 приведена кривая Каррье, показывающая зависимость между величиной ошибки (в процентах от $t_c - t_m'$) и скоростью воздуха. Из рассмотрения этой кривой видно, что при неподвижном воздухе ($v=0$) ошибка в показании мокрого термометра равна 14% от разности $t_c - t_m'$ (где t_m' — показание мокрого термометра психрометра). С увеличением скорости воздуха эта ошибка резко уменьшается и при скорости 1,5—2,0 м/сек составляет менее 1%.

Каррье и Линдзай на основании своих опытов построили специальную диаграмму для определения ошибки в показаниях мокрого термометра (рис. 17). На этой диаграмме по оси ординат отложены ошибки в процентах от разности температур $t_c - t_m'$, а по оси абсцисс — температура мокрого термометра. Действительная температура мокрого термометра t_m равна:

$$t_m = t_m' - \frac{\Delta (t_c - t_m')}{100}, \quad (1-58)$$

где Δ — величина ошибки в % (читаема по оси ординат).

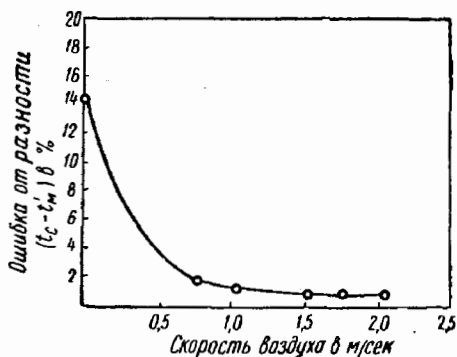


Рис. 16. Зависимость между величиной ошибки (в %) от разности $(t_c - t_m')$ и скорости воздуха

Пример. Дано: $t_c = 40^\circ$; $t'_m = 25,3^\circ$; скорость воздуха $v = 1,0$ м/сек. Требуется определить действительную температуру мокрого термометра t_m .

По графику (рис. 17) находим, что показанию мокрого термометра $t'_m = 25,3^\circ$ и $v = 1,0$ м/сек соответствует $\Delta = 2,5\%$. Тогда действительная температура мокрого термометра будет равна:

$$t_m = 25,3 - \frac{2,5(40 - 25,3)}{100} = 24,93^\circ.$$

Таким образом, показание мокрого термометра в данных условиях оказалось выше действительного на $0,37^\circ$.

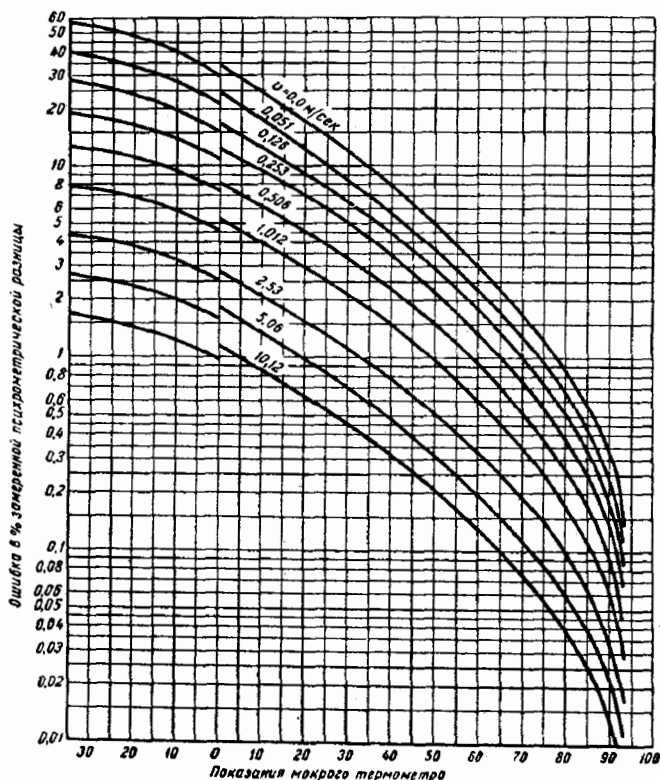


Рис. 17. Зависимость ошибки (в %) замеренной психрометрической разницы температур от показания мокрого термометра

В дальнейшем разность температур $t_c - t'_m$ будем называть психрометрической разностью и обозначать через Δt_p .

Зная психрометрическую разность температур, можно определить относительную влажность воздуха. Если поверхность шарика мокрого термометра хорошо смочена, то количество испарившейся влаги с его поверхности (W) можно определить на основании формулы Дальтона:

$$W = \beta' \cdot (p_{n1} - p_{n2}) \cdot \frac{760}{P_6} F \text{ [кг/ч]}, \quad (I-59)$$

где β' — коэффициент влагообмена, $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{мм рт. ст.}$;
 $p_{п1}$ — парциальное давление водяных паров на поверхности шарика мокрого термометра при t'_m и при полном насыщении, мм рт. ст. ;
 $p_{п2}$ — парциальное давление водяных паров в окружающем воздухе, мм рт. ст. ;
 F — поверхность шарика мокрого термометра, м^2 .

В системе единиц СИ формула I-59 записывается в следующем виде:

$$W = \beta' (p_{п1} - p_{п2}) \cdot \frac{101,2 \cdot 10^3}{P_6} F \text{ [кг/сек]}, \quad (\text{I-59}')$$

где β' — коэффициент массообмена, $\text{кг}/(\text{сек} \cdot \text{н})$;
 $p_{п1}$ — парциальное давление водяных паров на поверхности шарика мокрого термометра при t'_m и при полном насыщении, $\text{н}/\text{м}^2$;
 $p_{п2}$ — парциальное давление водяных паров в окружающем воздухе, $\text{н}/\text{м}^2$;
 $101,3 \cdot 10^3$ — нормальное барометрическое давление, $\text{н}/\text{м}^2$;
 P_6 — наблюдаемое барометрическое давление, $\text{н}/\text{м}^2$;
 F — поверхность шарика мокрого термометра, м^2 .

Количество тепла, переданного от воздуха к шарикам мокрого термометра, будет равно:

$$Q = \alpha (t_c - t'_m) F \text{ [ккал/ч]}, \text{ или } [\text{вт}], \quad (\text{I-60})$$

где α — коэффициент теплообмена, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ($\text{вт}/\text{м}^2 \cdot \text{град}$).
 При стационарном состоянии

$$Q = W r, \quad (\text{I-61})$$

где r — теплота испарения, или

$$\alpha (t_c - t'_m) = r \beta' (p_{п1} - p_{п2}) \frac{760}{P_6}. \quad (\text{I-62})$$

Отсюда получим

$$p_{п1} - p_{п2} = A (t_c - t'_m) P_6. \quad (\text{I-63})$$

Величина $A = \frac{\alpha}{r 760}$ носит название психрометрического коэффициента.

Для определения коэффициента A имеется несколько формул. Наиболее точной из них является формула Рекнагеля:

$$A = 0,00001 \left(65 + \frac{6,75}{v} \right), \quad (\text{I-64})$$

где v — скорость воздуха, омывающего шарик мокрого термометра.

Применяя эмпирическую формулу Рекнагеля совместно с психрометрической формулой (I-63), можно по показаниям сухого и

мокрого термометров определить относительную влажность воздуха:

$$\varphi' = \frac{p_{п2}}{p_{п2н}} = \frac{p_{п1} - AP_6(t_c - t'_m)}{p_{п2н}}, \quad (I-65)$$

где $p_{п2н}$ — давление насыщенного пара при температуре воздуха, показываемой сухим термометром психрометра.

Величину скорости воздуха, омывающего шарик мокрого термометра, можно измерить с помощью струнного или электрического анемометра.

При хорошей аспирации психрометра (когда скорость воздуха, омывающего шарик мокрого термометра, более 4 м/сек) поправку на скорость воздуха можно не вводить.

Имеются разновидности психрометров, в которых воздух с помощью вентилятора омывает шарик мокрого термометра с большой скоростью. К их числу относится аспирационный психрометр Асмана (рис. 18), у которого сухой и мокрый термометры заключены в специальные металлические трубки, через которые продувается воздух с помощью вентилятора.

Эбертом и Пфейффером установлено, что при хорошей аспирации психрометра действительную психрометрическую разность температур можно определить из выражения

$$t_c - t_m = K(t_c - t'_m), \quad (I-66)$$

где K — коэффициент психрометрической установки, зависящий от t_c (см. табл. 2).

Если известны показания сухого и мокрого термометров, то с помощью $I-d$ диаграммы можно определить величину

относительной влажности воздуха, а также и значения всех остальных его параметров.

Таблица 2

| t_c | 20° | 40° | 60° | 90° |
|-------|-------|-------|-------|------|
| K | 0,995 | 0,985 | 0,955 | 0,95 |

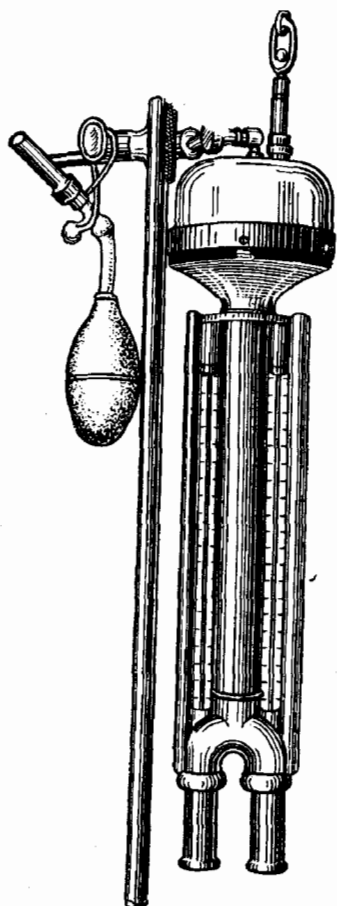


Рис. 18. Аспирационный психрометр

Если I_1 , d_1 и t_1 — параметры воздуха перед соприкосновением его со смоченной поверхностью шарика мокрого термометра (т. е. искомые параметры), а I_2 , d_2 и t_2 — параметры того же воздуха, но после соприкосновения с мокрым шариком, то можно написать:

$$I_2 = I_1 + \frac{W}{L} t_2, \text{ или } I_2 - I_1 = \frac{W}{L} t_2; \quad (1-67)$$

$$\frac{d_2}{1000} = \frac{d_1}{1000} + \frac{W}{L}, \text{ или } \frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{W}{L}, \quad (1-68)$$

где W — количество влаги, перешедшей в воздух вследствие испарения, кг/ч;

L — количество воздуха, соприкасавшегося с поверхностью шарика, кг/ч.

Температура воздуха после соприкосновения с мокрым шариком в результате адиабатического насыщения становится равной температуре мокрого термометра, т. е. $t_2 = t_m$.

Разделив выражение 1-67 на выражение 1-68, получим выражение углового коэффициента

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = t_2 = t_m. \quad (1-69)$$

Таким образом, процесс изменения состояния воздуха на поверхности шарика мокрого термометра характеризуется значением углового коэффициента $\varepsilon = t_m$.

При температуре $t_m = 0$ $\varepsilon = 0$, процесс является адиабатическим; при $t_m > 0$ изменение состояния воздуха будет характеризоваться некоторым увеличением теплосодержания воздуха, причем чем выше t_m , тем больше будут отклонения от адиабатического процесса.

Если известны показания сухого и мокрого термометров (t_c и t_m), то параметры искомого состояния воздуха можно найти с помощью $I-d$ -диаграммы следующим образом. Через точку 2 на кривой $\varphi = 100\%$ (рис. 19), соответствующую температуре $t_2 = t_m$, проводится луч процесса изменения состояния воздуха с угловым коэффициентом $\varepsilon = t_m$. Искомое состояние воздуха будет определяться точкой 1, лежащей на этом луче в месте его пересечения с изотермой известной температуры сухого термометра $t_1 = t_c$.

Пример. Определить при помощи $I-d$ -диаграммы параметры воздуха, если $t_c = 17^\circ$, а $t_m = 13^\circ$.

Решение. Проведя через точку 2, имеющую параметры $t_m = 13^\circ$ и $\varphi = 100\%$ (рис. 19), луч с угловым коэффициентом $\varepsilon = 13$ до пересечения с изотермой $t_c = 17^\circ$, получим точку 1, параметры которой являются искомыми, а именно:

$$I_1 = 8,78; \quad d_1 = 7,67 \text{ и } \varphi_1 = 62\%.$$

В заключение кратко остановимся на способе определения влажности воздуха с помощью электролитического гигрометра, позволяющего измерять влажность воздуха как при положительной,

так и отрицательной температуре. Электролитический гигрометр основан на принципе определения относительной влажности φ по электрическому сопротивлению пленки раствора соли, нанесенной на поверхность пластины.

Влажность воздуха с помощью этого прибора измеряют следующим образом. На стеклянный цилиндр или пластинку надевают два пояска из платины, а поверхность между ними покрывают пленкой раствора соли хлористого лития LiCl . Электрическое сопротивление

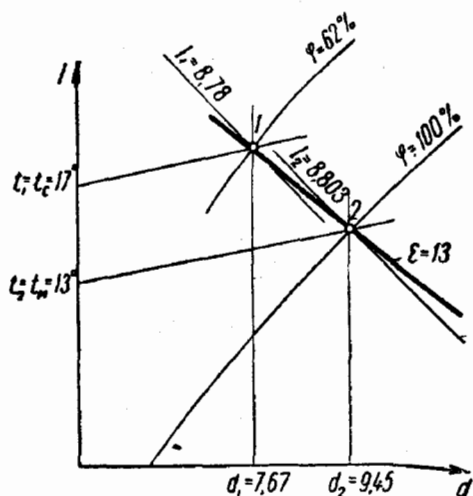


Рис. 19. Определение с помощью $l-d$ -диаграммы состояния воздуха по t_c и t_m

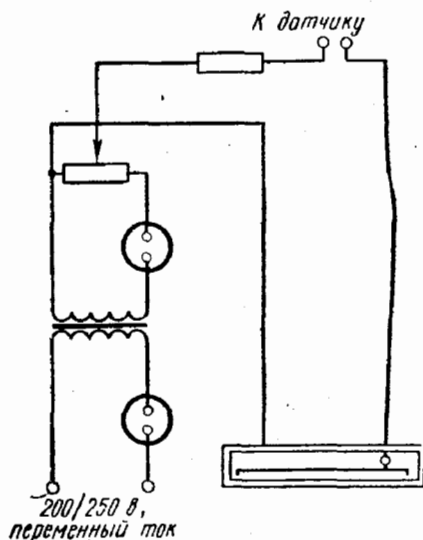


Рис. 20. Схема электролитического гигрометра

этой пленки, находящееся в равновесии с раствором соли между электродами, меняется в зависимости от относительной влажности воздуха. Для устранения поляризации на поверхности электродов к ним подводится напряжение переменного тока с частотой f . Взаимосвязь между действительным и кажущимся сопротивлением пленки раствора на поверхности стекла и частотой переменного тока, подведенного к электродам, определяется выражением

$$R_1 = R_2 - \frac{A}{f^2},$$

где A — постоянный коэффициент;
 R_1 и R_2 — действительное и кажущееся сопротивление.

В электролитических гигрометрах активная к влаге поверхность заменена нитью из стекловолкна, намотанной в виде спирали с небольшим шагом вокруг параллельно расположенных платинированных проволок.

Для любых значений относительной влажности и температуры электрическое сопротивление гигрометра может быть измерено мостом переменного тока. Зависимость сопротивления гигрометра от относительной влажности имеет следующий вид:

$$R = \alpha \varphi^{-m},$$

где α и m — величины, зависящие от температуры и степени пропитки нити.

На рис. 20 схематически показан простейший электролитический гигрометр. Он состоит из микроамперметра, чувствительного к влаге элемента и источника напряжения переменного тока с частотой 50–200 гц. Гигрометр градуируется с помощью растворов серной кислоты различных концентраций, для которых известно значение относительной влажности при данной температуре.

Этот тип гигрометра обладает высокой чувствительностью к изменению относительной влажности.

§ 10. ПСИХРОМЕТРИЧЕСКАЯ ДИАГРАММА

В литературе по теплотехнике за рубежом получила распространение психрометрическая диаграмма [Л. 56]. Эту диаграмму используют для расчетов кондиционирования воздуха. Она представляет собой графическую зависимость температур воздуха по сухому и мокрому термометрам, температуры точки росы и относительной влажности воздуха при заданном барометрическом давлении. В иностранной литературе отсутствуют теоретические основы построения этой диаграммы. Нами [Л. 33] были разработаны необходимые теоретические положения, на основе которых построена психрометрическая диаграмма в системе измерений МКГСС, дополнительно нанесена шкала парциальных давлений.

В основу построения психрометрической диаграммы, так же как и $I-d$ -диаграммы, положено выражение теплосодержания влажного воздуха (см. формулу I-24).

Психрометрическая диаграмма построена в косоугольной системе координат. Ось I (теплосодержания) наклонена к горизонту под углом 40° (рис. 21), а угол между осями I и d составляет 50° . По оси ординат в некотором масштабе отложены величины влагосодержаний. Через полученные точки проведены горизонтальные линии постоянного влагосодержания. По наклонной оси в некотором масштабе от точки 0 откладывают величины теплосодержаний и через полученные точки проводят линии постоянного теплосодержания ($I = \text{const}$) под углом 130° к линиям $d = \text{const}$ *. На полученной таким образом сетке наносят линии изотерм ($t_c = \text{const}$) и линии постоянных относительных влажностей ($\varphi = \text{const}$).

Если принять $t_c = \text{const}$, то выражение I-24 будет представлять уравнение прямой линии; таким образом, изотермы являются пря-

* Для удобства пользования диаграммой рекомендуется масштаб тепло- и влагосодержания выбирать одинаковым: в 1 см 1 ккал/кг или 1 г/кг сух. возд.

мыми линиями, которые можно построить по двум точкам. Построить изотермы можно, например, зная два крайних состояния воздуха — при $\varphi=0$ и при $\varphi=100\%$, аналогично построению их на $I-d$ -диаграмме. Так же как на $I-d$ -диаграмме, изотермы не параллельны, а отклоняются вправо тем больше, чем выше температура воздуха. Соединив верхние концы изотерм плавной кривой, получим линию относительной влажности $\varphi=100\%$. Построение остальных кривых относительной влажности производится так же, как на $I-d$ -диаграмме.

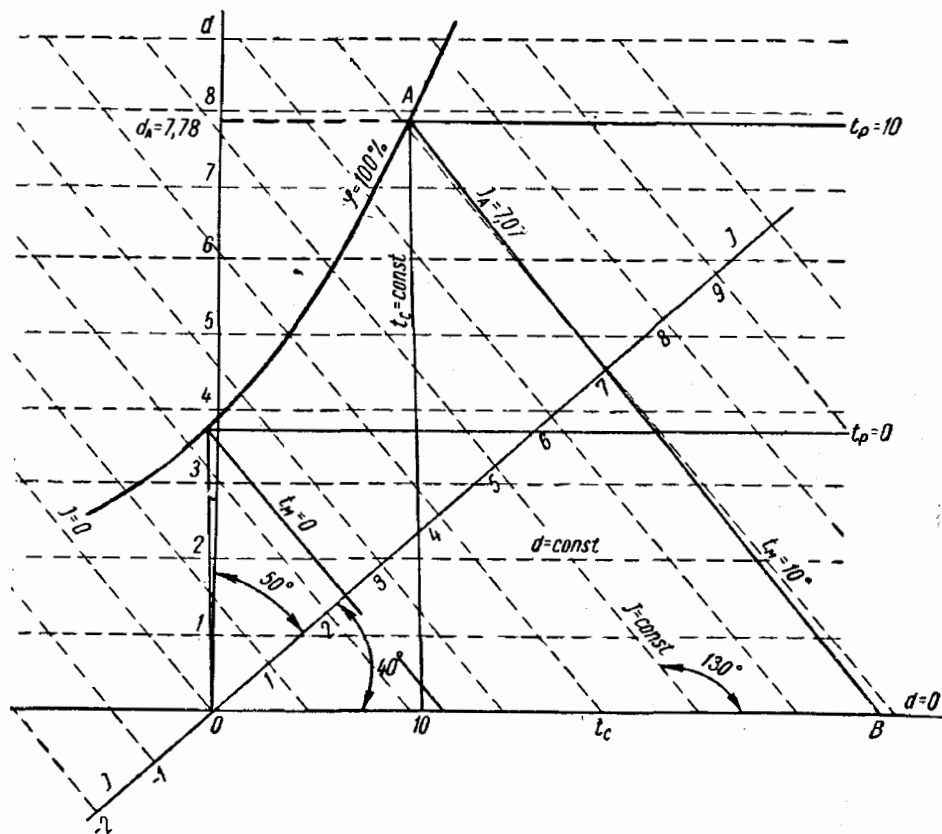


Рис. 21. Построение психрометрической диаграммы

После нанесения кривых относительной влажности необходимо построить линии постоянных температур мокрого термометра ($t_m = \text{const}$) и линии температур точки росы ($t_p = \text{const}$). Так как при $\varphi=100\%$ $t_c = t_p = t_m$, то линии $t_m = \text{const}$ и $t_p = \text{const}$ должны проходить через точки пересечения изотерм с кривой $\varphi=100\%$.

Линии $t_p = \text{const}$ параллельны линиям $d = \text{const}$, так как процессу, протекающему при $d = \text{const}$, соответствует процесс при $t_p = \text{const}$. Таким образом, линии $t_p = \text{const}$ проводятся из точки пере-

сечения соответствующих изотерм с кривой $\varphi=100\%$ параллельно линиям $d=\text{const}$.

Линии $t_M=\text{const}$ (за исключением случая, когда $t_M=0$), проведенные из точек пересечения соответствующих изотерм с кривой $\varphi=100\%$, не будут параллельны линиям $I=\text{const}$ вследствие того, что процесс изменения состояния воздуха на поверхности шарика мокрого термометра немного отклоняется от адиабатического (гл. I, § 9).

Для построения линий $t_M=\text{const}$ рассмотрим выражение углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха $\varepsilon = \frac{I_1 - I}{(d_1 - d) \cdot 10^{-3}}$ на поверхности шарика мокрого термометра, где I, d — параметры окружающего воздуха; I_1, d_1 — параметры воздуха на поверхности шарика мокрого термометра.

Так как в этом случае $\varepsilon = t_M$ (гл. I, § 9), то можно написать

$$I_1 - I = t_M (d_1 - d) \cdot 10^{-3}. \quad (a)$$

Выражение (a) является уравнением прямой линии, проходящей через точку с координатами I_1 и d_1 , соответствующую состоянию воздуха на поверхности шарика мокрого термометра (при $\varphi=100\%$). Поскольку координаты этой точки были определены выше при построении изотерм, то, задавшись произвольной величиной d , из уравнения (a) можно определить величину I и таким образом нанести на диаграмму вторую точку для построения линии $t_M=\text{const}$.

Пример. Допустим, что нужно построить линию $t_M=10^\circ$. Влагосодержание находим по формуле (I-8) и теплосодержание по формуле (I-24) при $t_M=10^\circ$ и $\varphi=100\%$ (точка A, рис. 21):

$$d_a = 622 \frac{9,21}{745 - 9,21} = 7,78 \text{ г/кг сух. возд.}$$

$$I_a = 0,24 \cdot 10 + 0,5974 \cdot 7,78 + 0,00043 \cdot 10 \cdot 7,78 = 7,07 \text{ ккал/кг сух. возд.}$$

Приняв далее $d=0$, получим из того же выражения (a):

$$I = I_1 - t_M (d - d_1) \cdot 10^{-3} = 7,07 - 10 (7,78 - 0) \cdot 10^{-3} = 6,99 \text{ ккал/кг сух. возд.}$$

Находим на диаграмме точку B, для которой $I=6,99$ и $d=0$. Соединив точку A и точку B прямой линией, получим линию $t_M=10^\circ$.

Аналогичным методом можно нанести на поле диаграммы и остальные линии постоянных температур мокрого термометра.

После построения линий $t_p=\text{const}$ и $t_M=\text{const}$ линии теплосодержаний и влагосодержаний удаляются, так как они являются вспомогательными и служат только для построения диаграммы.

Для определения парциальных давлений водяного пара на поле психрометрической диаграммы может быть нанесена шкала пар-

циальных давлений. Эту шкалу строят следующим образом. С правой стороны диаграммы (рис. 22, см. вкл. между 48—49 стр.) по вертикали от линии $d=0$ при помощи обычной масштабной линейки с ценой деления 1 мм откладывают величины влагосодержаний, соответствующие заданным значениям парциальных давлений.

По полученным точкам наносят шкалу парциальных давлений.

Например, чтобы нанести на шкалу значение парциального давления $p_d=9,5$ мм рт. ст., необходимо отложить по вертикали при помощи масштабной линейки величину влагосодержания $d=8,1$ г/кг сух. возд. Для этого 0 шкалы масштабной линейки совмещают с линией $d=0$ и откладывают по вертикали отрезок, равный 8,1 см. Конец отрезка будет определять точку, соответствующую на шкале значению $p_d=9,5$ мм рт. ст.

Построенная таким способом психрометрическая диаграмма t_m-t_p для влажного воздуха при барометрическом давлении 745 мм рт. ст. представлена на рис. 22. Любая точка, находящаяся в пределах рабочей части диаграммы, определяет все параметры воздуха (t_c , t_m , t_p , p_d и ϕ). Состояние воздуха может быть задано любыми двумя параметрами, на основании которых с помощью диаграммы можно найти остальные параметры.

Процессы изменения состояния воздуха в психрометрической диаграмме так же, как в $I-d$, изображают прямыми линиями.

При построении процесса изменения состояния воздуха в $I-d$ -диаграмме в качестве углового коэффициента принимают отношение приращения теплосодержания к приращению влагосодержания. В отличие от этого в психрометрической диаграмме в качестве углового коэффициента используют так называемый коэффициент явной теплоты, выражающий отношение приращения явного тепла к приращению полного тепла *

$$\psi = \frac{c\Delta t}{\Delta I} = \frac{\Delta I_y}{\Delta I} \quad (6)$$

Если определение углового коэффициента в $I-d$ -диаграмме через отношение приращения теплосодержания к приращению влагосодержания в системе координат $I-d$ является вполне очевидным, то определение углового коэффициента в психрометрической диаграмме через отношение приращения явного тепла к приращению полного тепла в той же системе координат требует особого доказательства. Покажем, что коэффициент явной теплоты ψ можно выразить через отношение приращения $\Delta I : \Delta d$. Для этого рассмотрим выражение I-24, представив его как сумму явной теплоты

* За рубежом выражение коэффициента явной теплоты в несколько упрощенном виде ($SHF = \frac{0,24\Delta t}{\Delta I}$) широко используется при аналитических расчетах процессов кондиционирования воздуха.

влажного воздуха ($I_{я}$) и скрытой теплоты водяного пара, содержащегося в том же воздухе ($I_{с}$), т. е.

$$I = I_{я} + I_{с}, \quad (в)$$

где

$$I_{я} = 0,24t + 0,43t \frac{d}{1000} \text{ [ккал/кг сух. возд];}$$

$$I_{с} = 597,4 \frac{d}{1000} = 0,5974d \text{ [ккал/кг сух. возд].}$$

Из выражения (в) следует, что приращение теплосодержания ΔI можно определить как сумму приращений явной теплоты ($\Delta I_{я}$) и скрытой теплоты ($\Delta I_{с}$):

$$\Delta I = \Delta I_{я} + \Delta I_{с}, \quad (г)$$

где

$$\Delta I_{я} = \left(0,24t_1 + 0,43t_1 \frac{d_1}{1000} \right) - \left(0,24t_2 + 0,43t_2 \frac{d_2}{1000} \right);$$

$$\Delta I_{с} = 0,5974(d_1 - d_2) = 0,5974\Delta d.$$

Разделив почленно правую и левую части уравнения (г) на ΔI и решив его относительно $\Delta I_{я} : \Delta I$, получим:

$$\frac{\Delta I_{я}}{\Delta I} = 1 - \frac{\Delta I_{с}}{\Delta I}. \quad (д)$$

В выражении (д) отношение $\frac{\Delta I_{с}}{\Delta I}$ можно представить в следующем виде:

$$\frac{\Delta I_{с}}{\Delta I} = \frac{\Delta I_{с} / \Delta d}{\Delta I / \Delta d} = \frac{0,5974}{\Delta I / \Delta d}. \quad (е)$$

После замены $\frac{\Delta I_{с}}{\Delta I}$ в уравнении (д) выражением из уравнения (е) получим:

$$\psi = \frac{\Delta I_{я}}{\Delta I} = 1 - \frac{0,5974}{\Delta I / \Delta d}. \quad (ж)$$

Выражение (ж) показывает, что коэффициент явной теплоты ψ является однозначной функцией одного переменного $\Delta I : \Delta d$ и, следовательно, его можно использовать в качестве параметра, определяющего направление луча процесса в психрометрической диаграмме.

Из выражения (б) следует, что изменения состояния воздуха, характеризующиеся одинаковым значением углового коэффициента, имеют одинаковую величину удельного приращения количества явного тепла, отнесенного к 1 ккал полного тепла.

Если известны начальные параметры воздуха и величина углового коэффициента, то построение луча процесса в психрометрической диаграмме, так же как и в $I-d$ -диаграмме, сводится к проведению прямой по заданной точке и угловому коэффициенту ψ .

Для того чтобы построить луч процесса по заданному угловому коэффициенту ψ , необходимо определить на психрометрической диаграмме величины $\Delta I_{\text{я}}$ и ΔI .

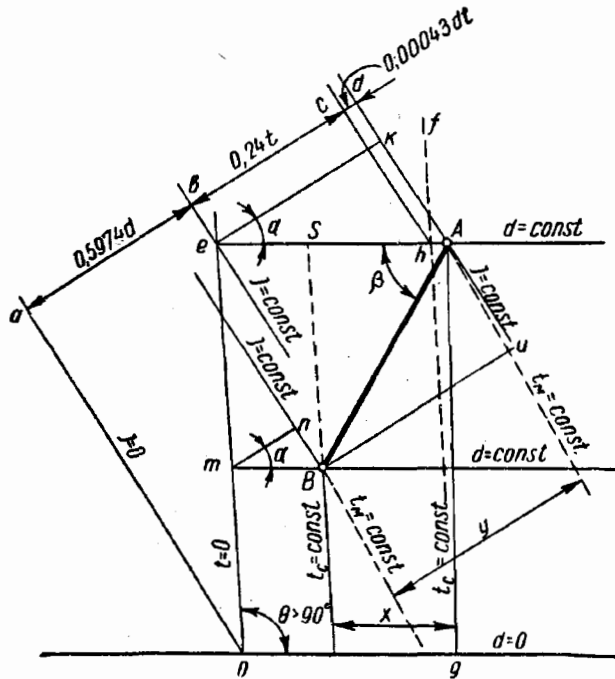


Рис. 23. Графическая интерпретация выражения коэффициента явной теплоты в психрометрической диаграмме

Рассмотрим луч процесса, проходящий через точки A и B , на психрометрической диаграмме (рис. 23). Определим величины $I_{\text{я}}$ и I_c в точках A и B . Для этого через точку A проведем линию $d = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t=0$ в точке e .

Отрезок ab , заключенный между линией $I=0$ и линией $I=\text{const}$, проходящей через точку e , определит в некотором масштабе величину I_c для точки A . В этом нетрудно убедиться, если рассмотреть основное выражение теплосодержания 1-24, в котором при $d = \text{const}$ и $t=0$ $I=0,5974 d = I_c$.

Отрезок ad , заключенный между линиями $I=0$ и $I=\text{const}$, проходящий через точку A , определит в некотором масштабе величину I для точки A , а отрезок bd — величину $I_{\text{я}}$ для точки A .

Если провести линию gf , параллельную линии $t=0$, то отрезок bc , заключенный между линиями $I=\text{const}$, проходящими через точки

e и h , определит в некотором масштабе теплосодержание сухого воздуха, равное $0,24 t$, а отрезок cd — теплоту перегрева водяных паров, равную $0,00043 dt$. Опустив перпендикуляр из точки e на линию $I = \text{const}$, проходящую через точку A , получим отрезок ek , равный отрезку bd и, следовательно, определяющий величину $I_{я}$ для точки A .

Путем аналогичных построений получим, что отрезок mn , заключенный между линиями $I = \text{const}$, проходящими через точки m и B , определяет в некотором масштабе величину $I_{я}$ для точки B .

Для получения выражения, определяющего величину углового коэффициента ψ , произведем следующее построение. Опустим перпендикуляр из точки B на линию $I = \text{const}$, проходящую через точку A . Отрезок Bu будет равен в некотором масштабе разности теплосодержаний в точках A и B , т. е.

$$Bu = I_a - I_b = \Delta I. \quad (3)$$

Из рассмотрения треугольников Aek и Bmn следует, что

$$eA = ek \frac{1}{\cos \alpha} \text{ и } mB = mn \frac{1}{\cos \alpha}.$$

Проведя из точки B линию, параллельную изотерме $t = 0$, до пересечения ее с линией $d = \text{const}$, проходящей через точку A , получим отрезок sA , равный разности отрезков eA и mB :

$$\begin{aligned} sA &= eA - mB = ek \frac{1}{\cos \alpha} - mn \frac{1}{\cos \alpha} = \frac{1}{\cos \alpha} (ek - mn) = \\ &= \frac{1}{\cos \alpha} (I_{я(a)} - I_{я(b)}), \end{aligned}$$

или

$$sA = \frac{\Delta I_{я}}{\cos \alpha}. \quad (и)$$

Разделив почленно выражение (и) на выражение (з), получим:

$$\frac{sA}{Bu} = \frac{\Delta I_{я}}{\cos \alpha \Delta I}, \text{ откуда } \frac{\Delta I_{я}}{\Delta I} = \frac{sA}{Bu} \cos \alpha.$$

Таким образом, угловой коэффициент луча процесса AB , построенного в психрометрической диаграмме, может быть выражен через отношение отрезков $\frac{sA}{Bu}$:

$$\psi_{AB} = \frac{sA}{Bu} \cos \alpha. \quad (к)$$

Допуская незначительную погрешность, можно принять, что отрезок x между линиями $t_c = \text{const}$, проходящими через точки A и B , равен отрезку sA , а отрезок y между линиями $t_m = \text{const}$, прохо-

дящими через точки A и B , равен отрезку Bu ; тогда выражение (к) можно переписать в следующем виде:

$$\psi_{ав} = \frac{x}{y} \cos \alpha, \text{ или } x = \frac{\psi_{ав} y}{\cos \alpha}. \quad (\text{л})$$

Используя выражение (л), можно построить луч процесса на диаграмме по заданному угловому коэффициенту ψ . Допустим, необходимо построить луч процесса с угловым коэффициентом

$\psi = 0,2$, проходящий через точку A , имеющую параметры $t_c = 25^\circ$; $t_p = 10,6^\circ$ и $t_m = 16,3^\circ$ (рис. 24).

Для этого, задавшись произвольной величиной отрезка y , равной, например, 5 см, определяем из выражения (л) величину отрезка x , имея в виду, что для рассматриваемой диаграммы угол $\alpha = 40^\circ$:

$$x = \frac{5 \cdot 0,2}{\cos 40^\circ} = \frac{5 \cdot 0,2}{0,766} = 1,3 \text{ см.}$$

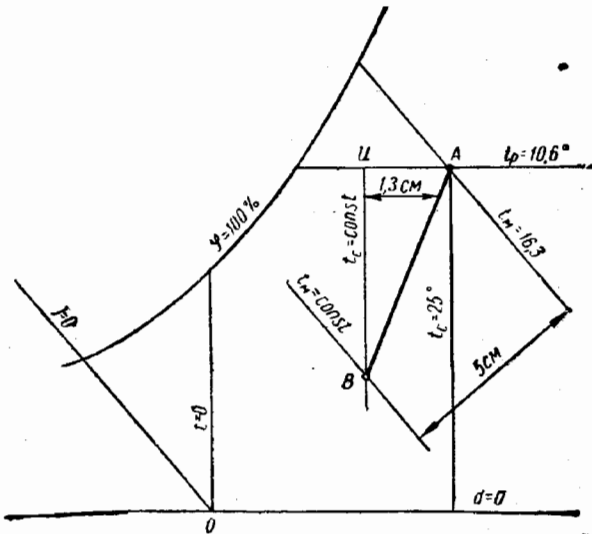


Рис. 24. Нанесение на психрометрическую диаграмму луча процесса изменения состояния воздуха

Отложив влево от точки A по линии $t_p = 10,6^\circ$ отрезок, равный 1,3 см, получим точку C . На расстоянии 5 см от точки A проводим линию $t_m = \text{const}$, а через точку C — линию $t_c = \text{const}$. Пересечение этих линий определит положение точки B . Соединишь точку A прямой линией с точкой B , получим луч процесса с заданным угловым коэффициентом $\psi = 0,2$.

В психрометрической диаграмме прямые, выражающие изменение состояния влажного воздуха и имеющие одинаковые значения углового коэффициента ψ , на поле диаграммы будут параллельны. Это дает возможность построить на психрометрической диаграмме, так же как и на $I-d$ -диаграмме, угловой масштаб, облегчающий практическое нанесение лучей.

Построить угловой масштаб на рассматриваемой диаграмме можно весьма простым способом, если получить уравнение, определяющее угловой коэффициент как функцию угла наклона луча процесса к горизонту. Для вывода этого уравнения используем полученное выше выражение углового коэффициента луча процесса AB :

$$\psi_{ав} = \frac{sA}{Bu} \cos \alpha.$$

Из рассмотрения треугольника ABu (рис. 23) следует, что

$$Bu = AB \sin \angle BAu, \quad (I)$$

но

$$\angle BAu = 90^\circ + (\alpha - \beta); \quad (II)$$

следовательно,

$$Bu = AB \sin [90^\circ + (\alpha - \beta)] = AB \cos (\alpha - \beta). \quad (III)$$

Рассмотрим косоугольный треугольник ABs (имея в виду, что $\Theta > 90^\circ$). По теореме синусов

$$\frac{sA}{\sin \angle ABs} = \frac{AB}{\sin \angle AsB}.$$

Так как по построению $\angle AsB = 180^\circ - \Theta$, а $\angle ABs = \Theta - \beta$, то

$$\frac{sA}{\sin (\Theta - \beta)} = \frac{AB}{\sin (180^\circ - \Theta)},$$

или

$$sA = AB \frac{\sin (\Theta - \beta)}{\sin \Theta}. \quad (IV)$$

После замены в формуле (к) sA и Bu из выражений (III) и (IV) получим:

$$\psi_{ав} = \frac{AB \sin (\Theta - \beta) \cos \alpha}{AB \cos (\alpha - \beta) \sin \Theta} = \frac{\cos \alpha \cdot \sin (\Theta - \beta)}{\sin \Theta \cdot \cos (\alpha - \beta)}. \quad (M)$$

К такому же выводу можно прийти, если рассмотреть нанесение любого луча процесса изменения состояния воздуха. Выражение (м) является основной расчетной формулой, служащей для построения углового масштаба в психрометрической диаграмме. При построении указанной диаграммы углы α и Θ могут быть заданы либо определены в процессе построения.

Для диаграммы, изображенной на рис. 22, $\alpha = 40^\circ$ и $\Theta = 93^\circ 40'$ * и, следовательно, угловой коэффициент для этого случая может быть определен по следующей формуле:

$$\psi = \frac{\cos 40^\circ \cdot \sin (93^\circ 40' - \beta)}{\sin 93^\circ 40' \cdot \cos (40^\circ - \beta)}, \quad (H)$$

где β — угол наклона луча процесса к оси абсцисс.

* Угол $\Theta = 93^\circ 40'$ принят, исходя из удобства определения величины тепло- и влагосодержания при помощи масштабной линейки с ценой деления 1 мм, причем 1 см соответствует 1 ккал/кг для теплосодержания и 1 г/кг сух. возд. — для влагосодержания.

Задавая произвольными значениями угла β , получим по формуле (н) соответствующие значения углового коэффициента ψ (табл. 3).

Т а б л и ц а 3

| | | | | | | |
|---------|--------|--------|--------|--------|--------|-----|
| ψ | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 |
| β | 93°40' | 88°40' | 82°30' | 74°50' | 65°30' | 55° |
| ψ | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | — |
| β | 42°30' | 30° | 18°20' | 8°20' | 0 | — |

Полученные значения углового коэффициента ψ использованы для нанесения углового масштаба на психрометрической диаграмме $t_m - t_p$, изображенной на рис. 22.

Для сравнения характера изображения процессов в психрометрической и $I - d$ -диаграмме необходимо установить зависимость между угловым коэффициентом в психрометрической диаграмме ψ и угловым коэффициентом на $I - d$ -диаграмме ε .

Выше было показано, что угловой коэффициент в психрометрической диаграмме ψ можно определить по формуле (ж)

$$\psi = 1 - \frac{0,5974}{\Delta I / \Delta d} .$$

Угловой коэффициент в $I - d$ -диаграмме определяют по формуле

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d \frac{1}{1000}} . \quad (o)$$

Решая совместно уравнение (ж) и (o) относительно $\frac{\Delta I}{\Delta d}$, получим:

$$\psi = 1 - \frac{597,4}{\varepsilon} . \quad (п)$$

Построить луч процесса изменения состояния воздуха на психрометрической диаграмме $t_m - t_p$ можно с помощью транспорта углового масштаба, аналогичного применяемому в настоящее время при пользовании $I - d$ -диаграммой. Специальная линейка, изготовленная из плексигласа или другого прозрачного материала, позволяет упростить построение процессов [Л.60].

Таким образом, рассмотренная выше психрометрическая диаграмма является обобщением и дальнейшим развитием применяемых в настоящее время за рубежом психрометрических диаграмм (например, General Electric Company, Trane Company, J.H.V.E.

и др.). Имеющийся на поле диаграммы угловой масштаб (отсутствующий на зарубежных диаграммах) с расширенным диапазоном (по сравнению с угловым масштабом, нанесенным на линейке Трапе) позволяет значительно упростить построение процессов вентиляции и кондиционирования воздуха на диаграмме и расширить область ее применения.

Рассмотрим изображение характерных случаев изменения состояния воздуха в психрометрической диаграмме $t_m - t_p$. Процессы нагрева и охлаждения воздуха при постоянном влагосодержании изображаются соответственно лучами А-2 и А-1 (рис. 25), параллельными линиям $t_p = \text{const}$ ($\psi = 1$, так как $\Delta I_d = \Delta I$). Если воздух одновременно отдает тепло и влагу, то процесс изображается лучом А-3 с угловым коэффициентом $1 > \psi > 0$.

Адиабатический процесс на психрометрической диаграмме изображается лучом А-4, параллельным линиям $t_m = \text{const}$, тогда как на $I - d$ -диаграмме он изображается лучом, параллельным линиям $I = \text{const}$. Луч адиабатического процесса, построенный в психрометрической диаграмме, отображает действительный процесс, в то время как на $I - d$ -диаграмме для строгого нанесения его требуется специальное построение*.

Температура мокрого термометра определяется в психрометрической диаграмме непосредственно по координатной сетке в отличие от $I - d$ -диаграммы, где для определения этой температуры также требуется специальное построение.

Психрометрическую диаграмму можно использовать и по своему прямому назначению — для определения относительной влажности воздуха по показаниям сухого и мокрого термометров. Например, если $t_c = 25^\circ$, $t_m = 16,3^\circ$, то искомое состояние воздуха определяется точкой А, лежащей на кривой $\phi = 40\%$ (см. стр. 22). Точка росы определяется на диаграмме так же просто, как и температура мокрого термометра ($t_p = 10,7^\circ$). Параметры смеси воздуха двух различных состояний могут быть определены в

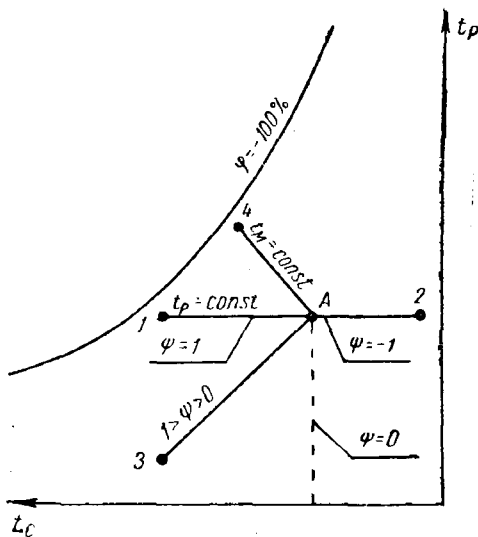


Рис. 25. Характерные случаи изменения состояния влажного воздуха и их изображение в психрометрической диаграмме

* Обычно при построении адиабатических процессов на $I - d$ -диаграмме пренебрегают отклонением луча процесса от адиабаты и принимают $\epsilon = 0$.

психрометрической диаграмме тем же методом, что и на $I-d$ -диаграмме. Для этого пользуются принципом обратной пропорциональности отрезков количествам воздуха, вступающим в смесь.

Для определения значений влаго- и теплосодержания при помощи психрометрической диаграммы t_m-t_p , изображенной на рис. 22, можно применить обычную масштабную линейку с ценой деления в 1 мм. Для определения при помощи масштабной линейки величины влагосодержания ее устанавливают на чертеже диаграммы перпендикулярно к оси абсцисс, нуль шкалы совмещают с

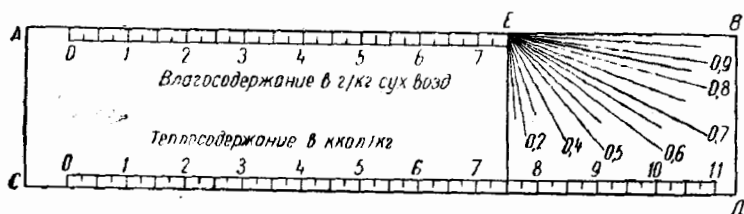


Рис. 26. Масштабная линейка для психрометрической диаграммы

линией $d=0$ и показания шкалы читают против линии $t_p=\text{const}$, проходящей через искомую точку. Таким же методом определяется теплосодержание, только при этом линейку следует установить перпендикулярно линиям $t_m=\text{const}$, а нуль шкалы — совместить с линией $I=0$. В примере, рассмотренном выше (при $t_c=25^\circ$ и $\varphi=40\%$), $I=11$ ккал/кг и $d=8,1$ г/кг сух. возд. (см. рис. 22).

Для того чтобы определить для этой же точки парциальное давление водяных паров с помощью диаграммы, достаточно провести через нее горизонтальную линию до пересечения со шкалой парциальных давлений и прочитать соответствующее показание шкалы (в данном случае эта величина $p_{\text{п}}=9,5$ мм рт. ст.).

При практических расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха часто требуется найти разность теплосодержаний или влагосодержаний между двумя точками рассматриваемого процесса. Для этой цели за рубежом применяют специальные линейки из прозрачного материала (рис. 26).

На таких линейках в определенном масштабе нанесены две шкалы: шкала теплосодержаний CD (ккал/кг сух. возд) и шкала влагосодержаний AB (г/кг сух. возд). Для определения разности теплосодержания с помощью этой линейки нуль шкалы совмещают с одной из точек рассматриваемого процесса, при этом грань линейки CD устанавливают перпендикулярно линиям $t_m=\text{const}$ и читают показания шкалы против другой точки. Таким же образом определяют разность влагосодержаний, только при этом грань AB устанавливают перпендикулярно к линиям $t_p=\text{const}$. При пользовании линейкой отпадает необходимость в определении значений тепло- или влагосодержания в каждой из двух точек рассматриваемого процесса.

Для построения лучей процессов на линейке нанесен угловой масштаб в виде пучка прямых, расходящихся из точки E (рис. 26). Против каждой прямой указана величина углового коэффициента в долях единицы или в процентах. При пользовании угловым масштабом линейки точка E совмещается с точкой на психрометрической диаграмме, через которую должен проходить луч процесса. Вращением линейки вокруг точки E устанавливают линию заданного углового коэффициента ψ в горизонтальное положение и по грани AB линейки проводят искомую линию луча процесса*.

Практическое применение психрометрической и $I-d$ -диаграммы в расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха будет рассмотрено ниже.

* Необходимо отметить, что угловой масштаб, нанесенный на линейке (Tape Air Conditioning Ruler), предназначенной для психрометрической диаграммы и изображенной на рис. 26, не точен и дает отклонения от углового масштаба, построенного по формуле (н), в пределах 3%.

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ТЕПЛО- И МАССООБМЕНЕ
ПРИ ИСПАРЕНИИ ЖИДКОСТИ

В расчетах вентиляции и кондиционирования воздуха часто приходится встречаться с определением количества испарившейся жидкости и количества перенесенного при этом тепла. Процесс испарения, происходящий при непосредственном контакте воздуха с поверхностью жидкости, является комплексным; он сочетает в себе явление переноса тепла и явление переноса массы вещества (т. е. влаги), сопровождающиеся изменением термодинамического состояния воздушно-паровой смеси.

Рассмотрим более подробно механизм процесса испарения. Если жидкость находится в открытом сосуде, то она постепенно будет испаряться, т. е. переходить в газообразное состояние (фазовое превращение).

Явление испарения объясняется тем, что в жидкостях, так же как и в газах, молекулы обладают различной энергией, как большей, так и меньшей средней энергии, значение которой определяется температурой. Поэтому при каждой температуре в жидкости находятся молекулы, обладающие такой энергией, что, приближаясь к поверхности жидкости, они могут преодолеть притяжение соседних молекул и, прорвавшись сквозь поверхностный слой, вылетают за пределы жидкости.

Чем выше температура жидкости, тем больше будет число таких молекул, и, следовательно, тем интенсивнее происходит процесс испарения. Однако следует иметь в виду, что наряду с вылетом части молекул из жидкости в атмосферу происходит обратный процесс попадания молекул из атмосферы внутрь жидкости. Такое явление может быть свойственно молекулам, обладающим малой энергией, которые, приближаясь к поверхности жидкости, поглощаются ею под действием сил межмолекулярного сцепления поверхностного слоя жидкости.

Молекулы, подлетевшие к поверхности жидкости с большой скоростью, отскакивают от нее по закону упругого тела и вследствие этого избегают пленения. При испарении жидкости вылетают более быстрые молекулы, которые при этом тратят часть своей энергии на совершение работы против удерживающих их сил молекулярного притяжения в поверхностном слое. В результате средняя энергия молекул, остающихся в жидкости, уменьшается, жидкость охлаждается.

Для поддержания постоянной температуры испарения жидкости требуется подводить к ней тепло извне. Это тепло носит назва-

ние теплоты испарения (теплоты фазового превращения). Получение такого тепла жидкостью не вызывает повышения температуры, так как тепло расходуется на совершение работы, затрачиваемой на испарение.

Известно, что различные жидкости обладают весьма неодинаковой летучестью. Например, спирт более летуч, чем вода, а эфир летучее спирта. Это объясняется тем, что давление насыщенных паров указанных жидкостей различно. Например, при $t=20^\circ$ давление насыщенного пара воды составляет 17,4 мм рт. ст., между тем как у спирта эта величина равна 44 мм рт. ст., а у эфира — 440 мм рт. ст.

В свою очередь, если жидкость при данной температуре дает большое количество пара, то значит, притягательные силы между ее молекулами сравнительно слабы (например, взаимное притяжение между молекулами спирта меньше, чем у воды, а у эфира оно еще меньше).

Изложенное позволяет сделать вывод о том, что процесс испарения (тепло- и массообмен) является комплексным процессом, в котором перенос тепла взаимно связан с переносом вещества.

Жидкость может испаряться при следующих температурных условиях:

1) температура поверхности жидкости выше температуры окружающей среды по сухому термометру;

2) температура поверхности жидкости ниже температуры окружающей среды по сухому термометру, но выше t_p .

В первом случае поток тепла направлен от поверхности жидкости в окружающую среду, во втором — из окружающей среды к поверхности жидкости. Процесс теплообмена как в первом, так и во втором случае будет происходить конвекцией и излучением.

Интенсивность конвективного теплообмена, как известно, зависит от степени подвижности воздуха, а интенсивность теплообмена излучением — от разности температур. С грубым приближением можно считать, что в условиях естественной конвекции при направлении потока тепла от поверхности жидкости в окружающую среду доля лучистого теплообмена составляет примерно 60%.

При вынужденной конвекции и направлении потока тепла от окружающей среды к поверхности жидкости доля лучистой составляющей теплового потока уменьшается с увеличением скорости воздуха (так, при скорости 4 м/сек она составляет 14%).

Величина теплового потока, как известно, определяется выражением

$$q = \alpha (t_o - t_{пж}) \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч]}, \text{ или [вт/м}^2\text{]}, \quad (II-1)$$

где α — коэффициент теплообмена, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$ ($\text{вт/м}^2 \times \text{град}$);

t_o — температура окружающей среды;

$t_{пж}$ — температура поверхности жидкости.

Величина коэффициента теплообмена равна:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_l, \quad (\text{II-2})$$

где α_k — коэффициент теплообмена конвекцией;

α_l — коэффициент лучистого теплообмена.

Выражение (II-1) относится к случаю направления потока тепла от окружающей среды к поверхности жидкости. При обратном направлении потока тепла выражение II-1 может быть переписано в следующем виде:

$$q = \alpha(t_{\text{пж}} - t_0) \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч]}, \text{ или } \text{[вт/м}^2\text{]}, \quad (\text{II-1}')$$

Для условий свободной конвекции при направлении потока тепла от поверхности жидкости к окружающей среде можно с грубым приближением принимать $\alpha = 2,5 \alpha_k$.

Для условий вынужденной конвекции и направления потока тепла от окружающей среды к поверхности жидкости соотношения между α и α_k можно принимать:

$$\begin{aligned} \text{при } v &= 1 \text{ м/сек} - \alpha = 1,6 \alpha_k, \\ &» \quad v = 2 \text{ м/сек} - \alpha = 1,35 \alpha_k, \\ &» \quad v = 3 \text{ м/сек} - \alpha = 1,25 \alpha_k, \\ &» \quad v = 4 \text{ м/сек} - \alpha = 1,16 \alpha_k. \end{aligned}$$

Метод определения коэффициента конвективного теплообмена для условий свободного и вынужденного движения подробно излагается в § 2 гл. II.

Более точно величину коэффициента лучистого теплообмена α_l можно определить по известной из курса теплопередачи формуле

$$\alpha_l = \frac{\epsilon_{\text{п}} C_0}{t_1 - t_2} \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град]},$$

или $\text{[вт/м}^2 \cdot \text{град]},$

(II-3)

где C_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, равный $4,9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}^4$ *;

$\epsilon_{\text{п}}$ — приведенная степень черноты системы;

t_1 — температура поверхности, излучающей тепло;

t_2 — температура поверхности, поглощающей тепло.

Величину потока массы вещества (пара) можно определить по формуле Дальтона:

$$W = \beta' (p_1 - p_2) \frac{760}{p_6} \text{ [кг/м}^2 \cdot \text{ч]}^{**}, \quad (\text{II-4})$$

где β' — коэффициент массообмена, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{мм рт. ст.}$;

p_1 — парциальное давление паров на поверхности жидкости при 100%-ном насыщении и температуре поверхности жидкости, мм рт. ст. ;

* По шкале Кельвина (K).

** Формула (II-4) в системе единиц СИ соответствует формуле (I-59').

p_2 — парциальное давление паров жидкости в окружающем воздухе, *мм. рт. ст.*

В некоторых случаях выражение II-4 применяется в несколько другом виде:

$$W = \beta(c_1 - c_2) \frac{760}{P_6} [\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}], \quad (\text{II-5})$$

где c_1 — концентрация пара на поверхности при 100%-ном насыщении и температуре поверхности жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

c_2 — концентрация пара в окружающем воздухе, $\text{кг}/\text{м}^3$;

β — коэффициент массообмена, $\text{м}/\text{ч}$.

Ниже приведена формула II-5 в системе единиц СИ:

$$W = \beta(c_1 - c_2) \frac{101,3 \cdot 10^3}{P_6} [\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{сек}], \quad (\text{II-5}')$$

где $101,3 \cdot 10^3$ — нормальное барометрическое давление, $\text{н}/\text{м}^2$;

β — коэффициент массообмена, $\text{м}/\text{сек}$.

Таким образом, в практических расчетах тепло- и массообмена можно пользоваться для теплообмена формулой II-1 или II-1', а для массообмена — формулами II-4 или II-5.

§ 2. ОСНОВНЫЕ КРИТЕРИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА

Для практического пользования формулами II-1, II-1', II-4 и II-5 требуется знать величины α_k и β или β' . Расчетные формулы для определения этих коэффициентов можно получить двумя методами.

Первый метод, широко применяемый в гидродинамической теории теплообмена, состоит в нахождении аналитических выражений для кривых распределения потенциала переноса. Эти соотношения находят на основе эмпирических зависимостей или путем приближенных решений системы дифференциальных уравнений, описывающих перенос энергии упорядоченного движения тепла и массы вещества. Однако следует отметить, что точное решение этих уравнений при современном состоянии математических методов пока еще затруднительно.

Второй путь основан на использовании аппарата теории подобия, который является почти единственным методом изучения подобного рода задач, где точные аналитические решения невозможны.

Подробное изложение метода использования аппарата теории подобия для решения аналогичных задач приведено в курсах гидравлики и теплопередачи.

Познакомимся с основными критериями, входящими в расчетные соотношения, определяющие коэффициенты тепло- и массообмена.

Критерий Архимеда (Ar) является в условиях естественной конвекции основным гидромеханическим критерием:

$$Ar = \frac{L^3 g}{\nu^2} \cdot \frac{\gamma_1 - \gamma_2}{\gamma_1}, \quad (II-6)$$

где $L = \sqrt{F}$ — определяющий размер (в данном случае — сторона квадрата, равновеликого по площади поверхности тепло- и массообмена), м;

F — поверхность тепло- и массообмена, m^2 ;

g — ускорение силы тяжести, $m/сек^2$;

γ_1 и γ_2 — плотности влажного газа у поверхности жидкости и в ядре потока, $кг/м^3$;

ν — коэффициент кинематической вязкости, $m^2/сек$.

При теплообмене, не осложненном массообменом, в условиях естественной конвекции обычно пользуются критерием Грасгофа (Gr)*, в котором плотности газа заменяются его абсолютными температурами. В условиях же теплообмена, осложненного массообменом, плотность газа изменяется не только вследствие изменения температур, но и в зависимости от степени насыщенности газа паром, вследствие чего в таких случаях пользуются критерием Архимеда.

В условиях вынужденного движения основным гидродинамическим критерием является критерий Рейнольдса (Re), представляющий собой отношение сил инерции к силам вязкости. Этот критерий определяет гидродинамическое подобие систем, в которых действуют силы внутреннего трения:

$$Re = \frac{vL}{\nu}, \quad (II-7)$$

где v — скорость воздушного потока, $м/сек$;

L — определяющий размер (длина поверхности тепло- и массообмена в направлении потока воздуха), м.

Оба критерия гидродинамического подобия (Ar и Re) выводятся из системы дифференциальных уравнений, описывающих перенос энергии упорядоченного движения.

Из системы дифференциальных уравнений, помимо критериев Ar и Re , можно получить критерии Прандтля — термический (Pr) и диффузионный (Pr'). Эти критерии характеризуют физические свойства влажного газа:

$$Pr = \frac{\nu}{a}; \quad (II-8)$$

* $Gr = \frac{\beta L^3 g}{\nu^2} (t_1 - t_2)$, где t_1 и t_2 — температуры поверхности и окружающего воздуха; $\beta = \frac{1}{273}$.

$$Pr' = \frac{\nu}{D}, \quad (II-9)$$

где a — коэффициент температуропроводности, $m^2/сек$;
 D — коэффициент диффузии, $m^2/сек$.

Критерии Ag , Re , Pr , Pr' обычно являются определяющими*, поскольку они бывают заданы при конкретных условиях задачи.

Термический (Nu) и диффузионный (Nu') критерии Нуссельта, устанавливающие в первом случае подобие температурных полей, а во втором — подобие полей парциальных давлений пара на границе жидкости, являются соответственно приведенными коэффициентами теплообмена и массообмена. Эти критерии получают из условий однозначности переноса тепла и массы вещества и называют неопределяющими критериями**.

$$Nu = \frac{\alpha_k L}{\lambda}, \quad (II-10)$$

$$Nu' = \frac{\beta L}{D}, \quad (II-11)$$

где α_k — коэффициент конвективного теплообмена, $ккал/m^2 \cdot ч \times \times град$, $[вт/m^2 \cdot град]$;

λ — коэффициент теплопроводности, $ккал/m \cdot ч \cdot град$, $(вт/m \times \times град)$;

β — коэффициент массообмена, $m/ч (м/сек)$;

D — коэффициент диффузии, $m^2/ч (m^2/сек)$.

Величина коэффициента диффузии при $t=0^\circ$ и $P_6=760$ мм рт. ст. (D_0) приведена в табл. 4.

Таблица 4

| № п/п | Система | D_0 |
|-------|---------------------------------|--------|
| 1 | Воздух — водяной пар | 0,0754 |
| 2 | Воздух — пары спирта | 0,0366 |
| 3 | Воздух — пары эфира | 0,028 |
| 4 | Воздух — пары аммиака | 0,0715 |
| 5 | Воздух — пары бензола | 0,027 |

Для пересчета коэффициента диффузии на любую температуру и давление можно пользоваться формулой

$$D = D_0 \left(\frac{T}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{P_6}. \quad (II-12)$$

* Определяющие критерии отражают влияние конкретных факторов на процесс тепло- и массообмена, вследствие чего все физические величины, входящие в состав этих критериев, являются известными.

** Неопределяющие критерии в своем составе содержат искомые величины. Например, в термическом критерии Нуссельта (Nu) искомой величиной является коэффициент конвективного теплообмена α_k , а в диффузионном (Nu') — коэффициент влагообмена β' .

Для водяных паров эта формула будет иметь вид:

$$D = 0,0754 \left(\frac{T}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{P_6}, \quad (\text{II-13})$$

где T — абсолютная температура воздушно-паровой смеси.

Пользуясь критериями Нуссельта, можно составить выражения, определяющие величины потока тепла и потока массы вещества:

$$Q = \text{Nu} \frac{\lambda}{L} (t_1 - t_2) F \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{II-14})$$

$$W = \text{Nu}' \frac{D'}{L} (p_1 - p_2) F \text{ [кг/ч]}, \quad (\text{II-15})$$

где t_1 и t_2 — температуры поверхности жидкости и окружающей среды;

p_1 и p_2 — парциальные давления паров жидкости на ее поверхности и в окружающей среде;

D' — коэффициент диффузии, отнесенный к градиенту парциального давления.

Формулу II-5 можно представить в следующем виде:

$$W = \text{Nu}' \frac{D}{L} (c_1 - c_2) F, \quad (\text{II-15}')$$

где c_1 и c_2 — концентрации паров жидкости на поверхности и в окружающей среде.

В международной системе единиц величина Q в формуле II-14 имеет размерность (вт), а величина W в формуле II-15 — размерность кг/сек.

Для изотермических условий существует следующее соотношение между коэффициентами диффузии D' и D :

$$D = D' RT. \quad (\text{II-16})$$

Когда концентрация c выражена в кг/м^3 , парциальное давление — в кг/м^2 , а величина W — в кг/ч , то коэффициент D имеет размерность $\text{м}^2/\text{ч}$ и D' — м/ч .

Оба эти коэффициента диффузии в основном зависят от природы смешивающихся газов, давления и температуры. Влияние же концентрации весьма мало, и им можно практически пренебречь. Вместе с тем следует иметь в виду, что коэффициент диффузии D для двухкомпонентной смеси один и тот же, независимо от того, диффузия какого из газов рассматривается, тогда как коэффициент D' различен для двух диффундирующих компонентов газовой смеси.

Если обозначить величины, относящиеся к каждому из двух перемешивающихся газов соответственно индексами 1 и 2, то для ко-

эффицентоф диффузии D_1' и D_2' , исходя из выражения II-16 и принимая во внимание, что $D_1 = D_2$, можно получить:

$$\frac{D_1'}{D_2'} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{\mu_1}{\mu_2}, \quad (\text{II-17})$$

где μ_1 и μ_2 — молекулярные веса диффундирующих газов.

Результаты экспериментальных исследований показали, что интенсивность массообмена при испарении определяется не только интенсивностью подвода тепла, но и ассимилирующей способностью окружающего влажного газа. Поэтому в процессах испарения термодинамическое состояние среды является основным режимным параметром.

Для учета влияния термодинамических свойств влажного газа на интенсивность испарения служит специальный критерий параметрического типа, названный критерием Гухмана (Gu):

$$\text{Gu} = \frac{T_c - T_m}{T_c}, \quad (\text{II-18})$$

где T_c и T_m — абсолютные температуры окружающей среды по сухому и мокрому термометрам.

В изобарно-адиабатических условиях критерий Гухмана одновременно учитывает и температурные условия процесса. Но процесс испарения может протекать в условиях, когда температура поверхности жидкости отличается от температуры окружающей среды по мокрому термометру (неадиабатический процесс испарения). В этом случае влияние температурных условий должно отражаться с помощью двух критериев, а именно: критерия Gu и параметрического критерия

$$\Theta = \frac{T_c}{T_{\text{II}}},$$

где T_{II} — абсолютная температура поверхности жидкости, причем Θ обычно называется температурным фактором.

Общий вид функции термического критерия Нуссельта для случая теплообмена, осложненного массообменом, можно записать в следующем виде:

для условий естественной конвекции

$$\text{Nu} = f_1(\text{Ar} \cdot \text{Pr}); \quad (\text{II-19})$$

для условий вынужденной конвекции

$$\text{Nu} = f_2(\text{Re}, \text{Pr}, \text{Gu}, \Theta). \quad (\text{II-20})$$

Аналогичный вид имеют функции диффузионного критерия Нуссельта:

для условий естественной конвекции:

$$Nu' = f_3(Ar \cdot Pr'); \quad (II-21)$$

для условий вынужденной конвекции:

$$Nu' = f_4(Re, Pr', Gu, \Theta). \quad (II-22)$$

Отсутствие в выражениях II-19 и II-21 критерия Gu и температурного фактора Θ объясняется тем, что влияние температурных условий процесса при свободном движении воздуха учитывается критерием Архимеда.

Экспериментальные исследования позволили установить степенной вид этих функций [Л.35]:

для условий естественной конвекции

$$Nu = 5(Ar \cdot Pr)^{0,104} \quad (II-23)$$

при

$$Ar \cdot Pr = 3 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^8;$$

$$Nu' = 0,66(Ar \cdot Pr')^{0,26} \quad (II-24)$$

при

$$Ar \cdot Pr' = 3 \cdot 10^6 \div 2 \cdot 10^8;$$

для условий вынужденной конвекции

$$Nu = A(Re)^n(Pr)^{0,33}(Gu)^{0,175}(\Theta)^2; \quad (II-25)^*$$

$$Nu' = B(Re)^m(Pr')^{0,33}(Gu)^{0,135}(\Theta)^2. \quad (II-26)$$

Значения A , B , n и m в зависимости от числа Рейнольдса приведены в табл. 5.

Таблица 5

| Значения критерия Re | A | n | B | m |
|---|-------|------|--------|------|
| $3,15 \cdot 10^3 \div 2,2 \cdot 10^4$ | 0,51 | 0,61 | 0,49 | 0,61 |
| $2,2 \cdot 10^4 \div 3,15 \cdot 10^5$ | 0,027 | 0,90 | 0,0248 | 0,90 |

Все приведенные выше расчетные формулы относятся к условиям тепло- и массообмена с плоской поверхностью.

Если тепло- и массообмен происходит с поверхности капель в условиях вынужденной конвекции, то можно пользоваться следующими формулами [Л.35,58] при $Re = 1 \div 220$:

$$Nu = 2 + 1,07(Re)^{0,48}(Pr)^{0,33}(Gu)^{0,175}; \quad (II-27)$$

$$Nu' = 2 + 0,85(Re)^{0,52}(Pr')^{0,33}(Gu)^{0,135}. \quad (II-28)$$

* Формулы II-25 и II-26 получены для процессов испарения, протекающих при адиабатических условиях.

Число 2, стоящее в качестве слагаемого в правых частях выражений II-27 и II-28, представляет собой величину термического и диффузионного критериев Нуссельта при $Re=0$.

При расчете тепло- и массообмена по формулам II-27 и II-28 в качестве определяющего размера следует принимать диаметр капли.

Значения физических коэффициентов λ , ν , D и a , входящих в выражения отдельных критериев (Ar , Pr , Pr' и Re), принимают при средней температуре между поверхностью жидкости и окружающей среды (т. е. $t_{cp} = \frac{t_n + t_c}{2}$).

В приложении III приведены значения физических параметров λ , ν и a для сухого воздуха при различных температурах.

В 1969 г. Л. В. Петровым были произведены исследования процесса тепло- и массообмена при испарении воды с поверхности ванн и резервуаров [Л.37]. В этой работе исследовано влияние расположения уровня воды в сосудах по отношению к кромке, а также и влияние совокупного воздействия гравитационных сил и вынужденного движения воздуха на интенсивность процесса тепло- и влагообмена.

В развитие исследований, проведенных А. В. Нестеренко, Л. В. Петровым рассмотрены процессы испарения при вынужденном движении воздуха, протекающие при неизотермических условиях, с учетом естественной подвижности воздуха * и предложены следующие расчетные зависимости:

$$Nu = 0,113 [1 + 0,5(Lo)^{-0,5}] (Ar \cdot Pr)^{1/3}; \quad (II-29)$$

$$Nu' = 0,1386 [1 + 0,5(Lo)^{-0,5}] (Ar \cdot Pr')^{1/3}; \quad (II-30)$$

$$Nu = 0,0337 [1 + 0,18(1 + Lo^{0,5}) Lo^{0,25}] Re^{0,8} Pr^{1/3}; \quad (II-31)$$

$$Nu' = 0,0398 [1 + 0,18(1 + Lo^{0,5}) Lo^{0,25}] Re^{0,8} (Pr')^{1/3}. \quad (II-32)$$

Рекомендуемые пределы использования указанных формул приведены в табл. 6.

Таблица 6

| Пределы применения | Рекомендуемые формулы |
|---|--|
| $Re < 2 \cdot 10^4; Ar \cdot Pr > 6 \cdot 10^7$ $Re > 2 \cdot 10^4; Lo < Pr^{1/3}$ | (II-29) и (II-30) (II-31) и (II-32) |

В формулы II-29 — II-32 введен критерий Ломоносова, учитывающий соотношение гравитационных сил и вынужденной конвекции. Критерий Ломоносова определяется следующим выражением:

$$Lo = \frac{Ar}{Re^2}.$$

* См.: Л. С. Клячко. Тепло- и массоперенос, т. V. Минск, 1963.

При расположении уровня испаряющейся воды ниже кромок сосуда в формулы II-29 — II-32 вводится поправочный множитель, учитывающий влияние заглубления. Экспериментальная зависимость, учитывающая изменение критериев Nu и Nu' от глубины расположения уровня по отношению к кромкам, приведена ниже:

$$Nu_{\bar{H}} = Nu (\bar{H})^{0,25}; \quad (a)$$

$$Nu'_{\bar{H}} = Nu' (\bar{H})^{0,25}, \quad (б)$$

где $\bar{H} = 1 + \Delta h/l$ — геометрический фактор, учитывающий влияние глубины расположения уровня воды относительно кромок сосуда на интенсивность испарения;
 Δh — расстояние от кромки сосуда до поверхности жидкости, м;
 l — длина сосуда по направлению движения воздуха, м.

Для учета влияния поперечного потока вещества на величину коэффициента массообмена вычисленные коэффициенты массообмена необходимо умножать на параметр Стефана Sp , который в развернутой форме имеет вид

$$Sp = \frac{P_6}{p_{\pi} - p_0} \ln \frac{P_6 - p_0}{P_6 - p_{\pi}},$$

где p_{π} и p_0 — парциальные давления водяных паров над поверхностью и в окружающем воздухе, мм рт. ст.

§ 3. ЗАВИСИМОСТЬ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОВЕРХНОСТИ ИСПАРЯЮЩЕЙСЯ ЖИДКОСТИ ОТ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕМПЕРАТУРНЫХ УСЛОВИЙ

Для практических расчетов процессов тепло- и массообмена, происходящих при испарении жидкости со свободной поверхности, требуется знать температуру поверхности жидкости. Однако обычно эта температура бывает неизвестной, за исключением адиабатического процесса испарения, при котором отсутствует температурный градиент в пограничном слое жидкости и температура поверхности равна температуре самой жидкости (при отсутствии лучистого теплообмена).

Во всех остальных случаях температура поверхности испаряющейся жидкости отличается от температуры самой жидкости и зависит от целого ряда факторов.

В практике возможны следующие температурные условия, при которых может происходить испарение жидкости (при условии, что $\varphi < 100\%$):

- а) $t_c > t_{\pi} < t_m$ ($t_{\pi} > t_{\text{росы}}$),
- б) $t_c > t_{\pi} = t_m$ (адиабатический процесс),

$$в) t_c < t_{\pi} > t_m,$$

$$г) t_c = t_{\pi} > t_m \text{ (изотермический процесс).}$$

В процессах, протекающих при температурных условиях, указанных в пунктах (а) и (б), поток тепла направлен от окружающей среды к поверхности жидкости, а в процессах, протекающих при температурных условиях, указанных в пунктах (в) и (г), — в обратном направлении (в условиях, отвечающих пункту (г), имеется в виду перенос тепла с паром).

Во всех случаях температурных условий, за исключением указанных в пункте (б), в пограничном слое воды возникает температурное поле, характер которого зависит от направления потока тепла и интенсивности тепло- и массообмена.

Результаты экспериментальных исследований показали, что температура поверхности испаряющейся жидкости зависит от направления потока тепла и интенсивности тепло- и массообмена. Последняя в свою очередь зависит от гигротермического состояния окружающей среды и гидродинамических условий процесса. Вместе с тем можно предполагать, что на температуру поверхности жидкости может оказывать также влияние определяющий размер и теплопроводность испаряющейся жидкости.

На основании экспериментальных исследований [Л.34] установлена зависимость температуры поверхности испаряющейся жидкости от гигротермических и гидродинамических условий процесса при направлении потока тепла от поверхности жидкости к окружающей среде (влияние определяющего размера и теплопроводности испаряющейся жидкости в указанных исследованиях не рассматривалось).

Эта зависимость имеет вид:

для условий естественной конвекции

$$\psi = f_1 [K, (Ag \cdot Pr)_{\text{усл}}]; \quad (\text{II-33})$$

для условий вынужденной конвекции

$$\psi = f_2 (Re_{\text{усл}}, K), \quad (\text{II-34})$$

где $\psi = \frac{t_{\text{ж}} - t_{\pi}}{t_c - t_m}$ — неопределяющий температурный критерий;

$t_{\text{ж}}$ — температура жидкости;

t_{π} — температура поверхности жидкости;

t_c и t_m — температуры воздуха по сухому и мокрому термометрам;

$K = \frac{t_c - t_m}{t_{\text{ж}} - t_m}$ — определяющий температурный критерий, учитывающий гигротермическое состояние окружающей среды и температуру жидкости;

$(Ag \cdot Pr)_{\text{усл}}$ — обобщенный критерий, учитывающий гидродинамические условия процесса и физические свойства окружающей среды *;

$Re_{\text{усл}}$ — критерий Рейнольдса.

Обработка результатов экспериментальных исследований позволила установить следующий степенной вид выражений II-33 и II-34.

для условий естественной конвекции

$$\psi = 0,0135K^{-1,5} (Ag \cdot Pr)_{\text{усл}}^{0,06}, \quad (\text{II-35})$$

для условий вынужденной конвекции

$$\psi = 0,00615K^{-0,96} Re_{\text{усл}}^{0,34}. \quad (\text{II-36})$$

Из выражений II-35 и II-36 видно, что гигротермические условия окружающей среды оказывают значительное влияние на температуру поверхности испаряющейся жидкости как при естественной, так и при вынужденной конвекции. Влияние гидродинамических условий сказывается различно: если при естественной конвекции оно незначительно, то при вынужденной конвекции влияние гидродинамического фактора становится достаточно заметным.

Пользуясь выражениями II-35 и II-36, можно для любых гидродинамических и гигротермических условий определить температуру поверхности испаряющейся воды. Однако следует иметь в виду, что эти зависимости относятся к направлению потока тепла от поверхности жидкости к окружающей среде, рабочей жидкости — воде и определяющему размеру $L=0,21$ м.

К настоящему времени пока не установлена обобщенная зависимость, учитывающая влияние направления потока тепла и определяющего размера на температуру поверхности испаряющейся жидкости, а также влияние на нее теплопроводности жидкости и некоторых других менее существенных факторов.

Следует указать, что из-за отсутствия данных для определения температуры поверхности испаряющейся жидкости при практических расчетах процессов тепло- и массообмена вместо температуры поверхности обычно принимают температуру самой жидкости, что приводит к весьма значительным погрешностям.

Так как исследования проводились при определяющем размере сосуда $L=0,21$ м, то использование выражений II-35 и II-36 для определения температуры поверхности испаряющейся жидкости при определяющих размерах, отличающихся от $L=0,21$ м, позволяет получить только приближенное ее значение.

* Этот обобщенный критерий вычисляется по отношению к температуре жидкости, а не к температуре ее поверхности, вследствие чего получается некоторое отклонение от действительного значения этого критерия. Однако это отклонение, как показали практические расчеты, настолько незначительно, что им можно без особой погрешности пренебречь. Сказанное относится и к $Re_{\text{усл}}$.

Теоретические исследования рассматриваемого вопроса были произведены Л. С. Клячко, который построил кривую, характеризующую зависимость температуры поверхности жидкости от температуры самой жидкости и других факторов. Сопоставление результатов исследований Л. С. Клячко с данными, получаемыми на основании приведенных выше зависимостей, показали вполне удовлетворительную их сходимость.

В 1969 г. Л. В. Петровым произведены исследования зависимости температуры поверхности испаряющейся воды от гидродинамических и температурно-влажностных условий. Расчетная зависимость, основанная на решении дифференциального уравнения теплового баланса на границе раздела вода — воздух и результатах экспериментальных исследований, имеет следующий вид:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{ж}} - \frac{A \text{Nu}' \left(\sqrt{1 + \frac{544B}{A^2 \text{Nu}' \frac{H}{H}}} - 1 \right)}{272l}, \quad (\text{II-37})$$

где l — определяющий размер, м.

В формулу II-37 входят параметрические комплексы A и B :

$$A = b\lambda + rmD;$$

$$B = b\lambda(t_{\text{ж}} - t_{\text{с}}) + rmD(t_{\text{ж}} - t_{\text{р}}),$$

где λ — коэффициент теплопроводности воздуха, ккал/м·ч·град;

r — скрытая теплота парообразования, ккал/кг;

m — коэффициент пропорциональности, кг/м³·град;

D — коэффициент диффузии, м²/ч;

$t_{\text{п}}$ — температура воды в толще, град;

$t_{\text{ж}}$ — температура поверхности воды, град;

$t_{\text{с}}$ — температура воздуха по сухому термометру, град;

$t_{\text{р}}$ — температура точки росы, град.

Величина b принимается в зависимости от гидродинамических условий протекания процесса:

$$\text{при } \text{Re} < 2 \cdot 10^4; \text{Ar} \cdot \text{Pr} > 2 \cdot 10^6 - b = 0,858;$$

$$\text{при } \text{Re} > 2 \cdot 10^4; \text{Lo} \leq \text{Pr}^{1/3} - b = 0,89.$$

Значение коэффициента пропорциональности m определяется по соотношению

$$m = \frac{c_{\text{п}} - c_0}{t_{\text{п}} - t_{\text{р}}}, \quad (\text{II-38})$$

где $c_{\text{п}}$ и c_0 — концентрации водяных паров над поверхностью и в окружающей среде, кг/м³.

Так как значение температуры поверхности является искомой величиной, то в начале расчета нужно ориентировочно задаться ею или с некоторым допущением величину m определить по формуле

$$m \approx \frac{c_{ж} - c_0}{t_{ж} - t_p}, \quad (\text{II-38}')$$

где $c_{ж}$ — концентрация насыщенных водяных паров, соответствующая температуре в толще воды, $\text{кг}/\text{м}^3$.

§ 4. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕНА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ВОЗДУХА С ПОВЕРХНОСТЬЮ ЖИДКОСТИ

В § 3 были показаны температурные условия возможных случаев испарения воды. Рассмотрим особенности этих случаев, а также и некоторых других.

1 - й случай. Изотермический процесс испарения ($t_c = t_{п} > t_m$). Этот процесс характеризуется равенством температур поверхности жидкости и окружающего воздуха. Если в помещении отсутствуют тела с температурой, отличающейся от температуры поверхности жидкости (или воздуха), то процесс испарения будет обусловлен конечным значением разности парциальных давлений ($p_{пш} - p_{по}$) > 0 (где $p_{пш}$ и $p_{по}$ — соответственно парциальные давления паров на поверхности жидкости и в окружающем воздухе). При этом тепло, затрачиваемое на испарение жидкости $Q_v = G_{п} r$ (где $G_{п}$ — количество испарившейся жидкости; r — теплота испарения), будет подводиться к поверхности за счет теплопроводности жидкости. Предполагается, что жидкость получает это тепло от какого-то нагревателя, обеспечивающего поддержание постоянной температуры поверхности $t_{п} = t_c$ в процессе испарения. Таким образом, стационарный процесс испарения происходит при изотермических условиях. Поскольку $t_{п} - t_c = 0$, то количество обменного явного тепла $Q_{я}$ между поверхностью жидкости и окружающей средой также равно 0.

На рис. 27, а показана схема потоков тепла и вещества по отношению к поверхности жидкости.

В результате происходящего процесса тепло- и массообмена в воздух поступает $G_{п}$ кг пара и $Q_c = G_{п} i$ ккал тепла (где i — тепло-содержание пара), вследствие чего теплосодержание и влагосодержание воздуха будут увеличиваться при неизменной его температуре.

2 - й случай. Адиабатический процесс ($t_c > t_{п} = t_m$). Из предыдущего известно, что при $t_{п} = t_m$ будет происходить адиабатический процесс испарения, который характеризуется равенством между количеством тепла, полученным поверхностью жидкости от окружающего воздуха, и количеством тепла, затраченным на испарение.

При $t_c > t_{п}$ поток явного тепла $Q_{я}$ будет иметь направление из окружающего воздуха к поверхности жидкости. Поступающее к по-

верхности жидкости явное тепло полностью затрачивается на испарение, переходя при этом в скрытое тепло (паров испарившейся жидкости $G_{\text{п}}r$). Образовавшиеся в процессе испарения пары жидкости поступают в окружающий воздух, увеличивая его влагосодержание. Так как пары жидкости являются носителем тепла, то вместе с собой они переносят в окружающий воздух свое тепло, равное $G_{\text{п}}i$, вследствие чего теплосодержание воздуха увеличивается. Однако это увеличение происходит только за счет начального

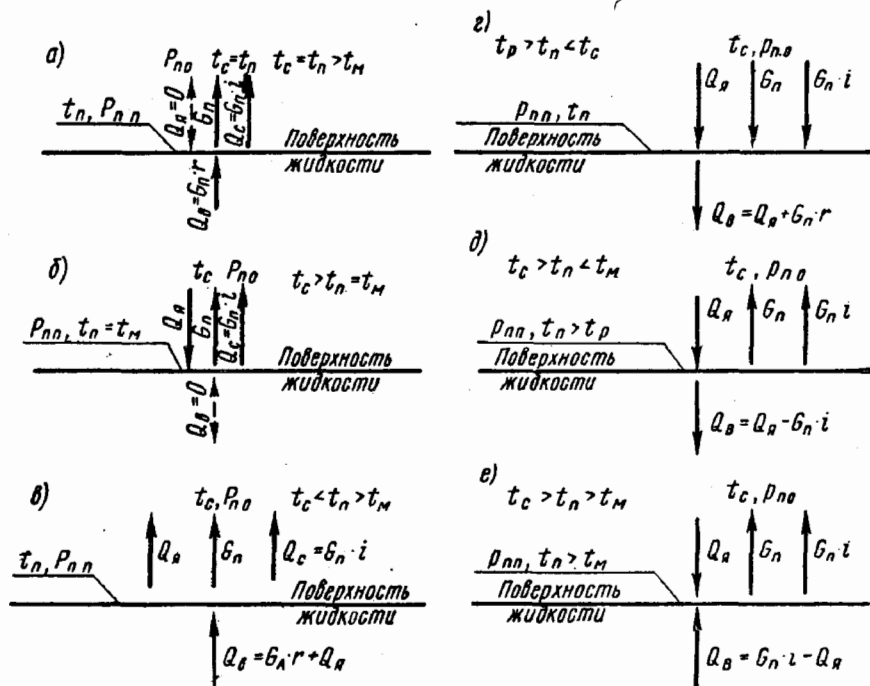


Рис. 27. Схемы направления потоков тепла и массы пара относительно поверхности жидкости

теплосодержания испарившейся жидкости, равного $G_{\text{п}}t_m$ и обычно представляющего весьма незначительную долю полного теплосодержания водяных паров, вследствие чего практически принимается, что $Q_c = G_{\text{п}}i \approx G_{\text{п}}r = Q_n$. Таким образом, это приближение позволяет считать рассматриваемый процесс адиабатическим. Характерной особенностью этого процесса является то, что $Q_b = 0$. Схема потоков тепла и массы вещества для рассмотренного случая приведена на рис. 27, б.

3-й случай. Неизотермический процесс ($t_c < t_n > t_m$). При таких температурных условиях поток явного тепла Q_a будет направлен от поверхности жидкости в окружающую среду. Предполагается, что поддержание постоянной температуры поверхности жидкости обеспечивается с помощью специального подогревателя. Так как $p_{\text{шт}} - p_{\text{по}} > 0$, то одновременно с выделением явного тепла

с поверхности жидкости будет происходить испарение. Тепло, затрачиваемое на испарение, а также и явное тепло, отдаваемое поверхностью жидкости, в этом случае будет поступать в жидкость от указанного специального нагревателя и передаваться к ее поверхности вследствие теплопроводности самой жидкости.

В результате происходящего процесса тепло- и массообмена температура, теплосодержание и влагосодержание воздуха будут увеличиваться. Количество тепла, поступающее к поверхности жидкости от нагревателя, в этом случае будет равно $Q_v = G_{\text{п}}i + Q_{\text{я}}$. Схема потоков тепла и массы вещества показана на рис. 27, в.

4-й случай. Неизотермический процесс ($t_p > t_{\text{п}} < t_c$). Ввиду того что температура поверхности ниже температуры окружающей среды, поток явного тепла $Q_{\text{я}}$ будет иметь направление от окружающей среды к поверхности жидкости. Поток массы вещества $G_{\text{п}}$ также будет направлен из окружающего воздуха к поверхности жидкости, поскольку в рассматриваемых температурных условиях парциальное давление паров в воздухе выше парциального давления их непосредственно над поверхностью жидкости (так как $t_{\text{п}} < t_p$, где t_p — температура точки росы). При соприкосновении влажного воздуха с поверхностью жидкости будет происходить конденсация водяных паров, сопровождающаяся выделением теплоты испарения ($G_{\text{п}}r$). Таким образом, из окружающей среды в жидкость поступит тепло в количестве $Q_v = Q_{\text{я}} + G_{\text{п}}r$.

Предполагается, что поддержание постоянной температуры поверхности жидкости в этом случае обеспечивается с помощью специального охладителя. В результате этого процесса температура, теплосодержание и влагосодержание воздуха уменьшаются. Подобные процессы часто встречаются в установках кондиционирования воздуха, когда требуется охлаждение и осушение его. Схема потоков тепла и массы вещества для этого случая показана на рис. 27, г.

5-й случай. Температурные условия процесса $t_c > t_{\text{п}} < t_m$ и $t_{\text{п}} > t_p$. Так как $t_m > t_{\text{п}}$ и $t_{\text{п}} > t_p$, то величина $Q_{\text{я}}$ будет больше величины $G_{\text{п}}i$, вследствие чего разность $Q_{\text{я}} - G_{\text{п}}i$ будет выражать количество тепла, поступающего в воду. Температура воды вследствие поступления этого тепла будет повышаться, а температура и теплосодержание воздуха — понижаться. Таким образом, этот процесс взаимодействия между водой и воздухом позволяет производить охлаждение воздуха с одновременным увеличением его влагосодержания при соответствующем понижении теплосодержания за счет явного тепла, отдаваемого воздухом воде.

Лучи изменения состояния воздуха при подобных процессах располагаются в пределах угла между линиями $l = \text{const}$ и $d = \text{const}$. Схема направления потоков тепла и влаги показана на рис. 27, д.

6-й случай. Температурные условия процесса $t_c > t_{\text{п}} > t_m$. Изменения состояния воздуха при таких температурных условиях изображаются лучами, лежащими в пределах угла, образуемого линиями $t = \text{const}$ и $l = \text{const}$ (за исключением чисто адиабатического

процесса, рассмотренного во 2-м случае). В данном случае поток явного тепла направлен от воздуха к воде, поскольку $t_c > t_n$, а поток пара — от воды к воздуху. При этом тепло, переносимое в воздух паром $G_{пi}$, будет больше, чем явное тепло, отданное воздухом Q_n , вследствие чего количество тепла, равное $G_{пi} - Q_n$ будет поступать от источника тепла, поддерживающего постоянные температурные условия воды.

Схема направления потоков тепла и влаги для этого случая показана на рис. 27, е.

§ 5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА

В настоящем параграфе приведено два практических примера расчета процессов тепло- и массообмена, иллюстрирующих использование изложенного выше теоретического материала.

Пример 1. Определить количества тепла и влаги, поступающие в воздух помещения конвективным путем с открытой поверхности ванны. Размер ванны $F = b \times l = 1,2 \times 1 = 1,2 \text{ м}^2$. Температура воды в глубине $t_{ж} = 35^\circ$. Уровень воды находится на расстоянии $\Delta h = 0,08 \text{ м}$ от кромок. Ванна находится в зоне действия воздушного потока, имеющего скорость $v = 1 \text{ м/сек}$. Направление движения воздуха — вдоль меньшей стороны.

Параметры воздуха: $t_c = 18^\circ$; $\varphi = 50\%$; $p_0 = 7,74 \text{ мм рт. ст.}$; $t_p = 7,5^\circ$. Барометрическое давление $P_6 = 745 \text{ мм рт. ст.}$

Решение. 1. Ориентировочно принимаем температуру поверхности на 2° ниже температуры в толще, т. е.

$$t_n = t_{ж} - 2 = 35 - 2 = 33^\circ.$$

Этой температуре соответствует парциальное давление насыщенных водяных паров $p_n = 37,73 \text{ мм рт. ст.}$

2. Средняя температура, при которой определяются физические константы, равна

$$t_{cp} = \frac{t_n + t_c}{2} = \frac{33 + 18}{2} = 25,5^\circ.$$

Этой температуре соответствуют: $\nu_0 = 15,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$; $Pr = 0,702$; $\lambda = 2,268 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$; $Pr^{1/3} = 0,889$.

С учетом поправки на барометрическое давление

$$\nu = \nu_0 \frac{760}{P_6} = 15,57 \cdot 10^{-6} \frac{760}{745} = 15,89 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}.$$

3. По формуле II-13 вычисляем значение коэффициента диффузии

$$D = 0,0754 \left(\frac{25,5 + 273}{273} \right)^{1,89} \cdot \frac{760}{745} = 0,091 \text{ м}^2/\text{ч}.$$

Диффузионный критерий Прандтля при этом равен

$$Pr' = \frac{15,89 \cdot 10^{-6}}{0,091} \cdot 3600 = 0,629.$$

4. Плотность влажного воздуха в окружающей среде и над поверхностью находим по формуле I-15:

$$\gamma_0 = 1,293 \frac{273}{273 + 18} \left(\frac{745}{760} - 0,378 \frac{7,74}{760} \right) = 1,17 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma_{\pi} = 1,293 \frac{273}{273 + 33} \left(\frac{745}{760} - 0,378 \frac{37,73}{760} \right) = 1,11 \text{ кг/м}^3.$$

5. Находим величины критериев Рейнольдса, Архимеда и Ломоносова:

$$Re = \frac{vl}{\nu} = \frac{1 \cdot 1}{15,89 \cdot 10^{-6}} = 6,3 \cdot 10^4;$$

$$Ar = \frac{g l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\gamma_0 - \gamma_{\pi}}{\gamma_0} = \frac{9,81 \cdot 1^3}{(15,89 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{1,17 - 1,11}{1,17} = 2,1 \cdot 10^9;$$

$$Lo = \frac{Ar}{Re^2} = \frac{2,1 \cdot 10^9}{(6,3 \cdot 10^4)^2} = 0,53 < Pr^{1/3}.$$

Так как $Re = 6,3 \cdot 10^4 > 2 \cdot 10^4$ и $Lo = 0,53 < Pr^{1/3}$, в данном случае процесс протекает при преобладающем влиянии вынужденной конвекции.

Для определения критериев Nu' и Nu будут использованы формулы II-32 и II-31.

6. Величина диффузионного критерия Нуссельта, определяемая по формуле II-32, равна

$$Nu' = 0,0398 [1 + 0,18 (1 + 0,53^{0,5}) 0,53^{0,25}] (6,3 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,629^{1/3} = 298.$$

7. Определяем величину геометрического фактора, учитывающего влияние глубины расположения уровня воды относительно кромок сосуда на интенсивность испарения:

$$\bar{H} = 1 + \frac{\Delta h}{l} = 1 + \frac{0,08}{1} = 1,08.$$

С учетом этого фактора по формуле (6) получаем

$$Nu'_{\bar{H}} = Nu' (\bar{H})^{0,25} = 298 \cdot 1,08^{0,25} = 304.$$

8. Находим концентрации водяных паров над поверхностью и в окружающей среде

$$c_{\pi} = \frac{p_{\pi}}{3,463 (273 + t_{\pi})} = \frac{37,73}{3,463 (273 + 33)} = 0,0355 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_0 = \frac{p_0}{3,463 (273 + t_0)} = \frac{7,74}{3,463 (273 + 18)} = 0,00767 \text{ кг/м}^3.$$

9. Принятое значение температуры поверхности проверяем по формуле II-37.

Предварительно находим необходимые величины, входящие в нее.

Коэффициент пропорциональности m находим по формуле II-38

$$m = \frac{0,0355 - 0,00767}{33 - 7,5} = 0,00109 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{град}.$$

Скрытая теплота парообразования при $t_{\pi} = 33^{\circ}$

$$r = 597,4 - 0,57 t_{\pi} = 597,4 - 0,57 \cdot 33 = 578,5 \text{ ккал/кг}.$$

Определяем параметрические комплексы A и B :

$$A = 0,89\lambda + rmD = 0,89 \cdot 2,268 \cdot 10^{-2} + 578,6 \cdot 0,00109 \cdot 0,091 = 7,76 \cdot 10^{-2};$$

$$B = 0,89\lambda (t_{ж} - t_c) + rmD (t_{ж} - t_p) = 0,89 \cdot 2,268 \cdot 10^{-2} (35 - 18) + 578,6 \cdot 0,00109 \cdot 0,091 (35 - 7,5) = 1,923.$$

Подставляем полученные величины в формулу II-37:

$$t_{п} = 35 - \frac{7,76 \cdot 10^{-2} \cdot 304 \left[\sqrt{1 + \frac{544 \cdot 1 \cdot 1,923}{(7,76 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 304}} - 1 \right]}{272 \cdot 1} = 33,02^\circ.$$

Полученная величина оказалась достаточно близкой с предварительно принятой.

10. Значение параметра Стефана равно

$$Sp = \frac{P_6}{p_{п} - p_0} \ln \frac{P_6 - p_0}{P_6 - p_{п}} = \frac{745}{37,73 - 7,74} \ln \frac{745 - 7,74}{745 - 37,73} = 1,008.$$

11. С учетом параметра Стефана величина коэффициента массообмена составит

$$\beta_c = \frac{D}{l} Nu_{\bar{H}}' \cdot Sp = \frac{0,091}{1} \cdot 304 \cdot 1,008 = 27,9 \text{ м/ч.}$$

12. Количество воды, испаряющейся с поверхности ванны, составляет

$$W_{исп} = \beta_c F (e_{п} - e_0) = 27,9 \cdot 1,2 (0,0355 - 0,00767) = 0,928 \text{ кг/ч.}$$

13. Количество скрытого тепла, поступающего в воздух вместе с водяными парами

$$Q_c = W_{исп} \cdot r = 0,928 \cdot 578,6 = 540 \text{ ккал/ч.}$$

14. Определяем величину термического критерия Нуссельта по формуле II-31

$$Nu = 0,0337 [1 + 0,18 (1 + 0,53^{0,5}) 0,53^{0,25}] (6,3 \cdot 10^4)^{0,8} 0,702^{1/3} = 262.$$

15. Коэффициент конвективного теплообмена с учетом геометрического фактора \bar{H} равен

$$\alpha_k = \frac{\lambda}{l} \cdot Nu (\bar{H})^{0,25} = \frac{2,268 \cdot 10^{-2}}{1} \cdot 262 \cdot (1,08)^{0,25} = 6,09 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

16. Количество явного тепла, переносимого в воздух помещения конвективным путем, составляет

$$Q_k = \alpha_k F (t_{п} - t_c) = 6,09 \cdot 1 (33 - 18) = 91,3 \text{ ккал/ч.}$$

17. Количество тепла, отдаваемого поверхностью воды излучением, определяем по известной формуле

$$Q_l = \epsilon_{п} C_0 F \left[\left(\frac{T_{п}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_c}{100} \right)^4 \right] \psi \text{ [ккал/ч]},$$

где $\epsilon_{п}$ — приведенная степень черноты системы;

C_0 — коэффициент излучения абсолютного черного тела;

$T_{п}$ и T_c — температуры поверхности жидкости и окружающего воздуха, °К;

ψ — угловой коэффициент.

Если $\epsilon_n = 0,9$ и $\psi = 0,9^*$, то будем иметь

$$Q_n = 0,9 \cdot 4,9 \cdot 1,2 \left[\left(\frac{273 + 33}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 18}{100} \right)^4 \right] \cdot 0,9 = 74,7 \text{ ккал/ч.}$$

18. Таким образом, общее количество тепла, отдаваемого поверхностью воды, составит

$$Q_n = Q_c + Q_k + Q_n = 540 + 91,3 + 74,7 = 706 \text{ ккал/ч.}$$

Пример 2. Определить количества тепла и влаги, выделяющиеся с поверхности воды в ванне, в которой с помощью подогревателей поддерживается температура $t_{ж} = 60^\circ$. Параметры окружающего воздуха $t_c = 18^\circ$; $\phi = 50\%$; $p_0 = 7,74$ мм рт. ст.; $t_p = 7,5^\circ$. Размер ванны $b \cdot l = 1,5 \cdot 1,2$. Величина поверхности испарения $F = 1,8$ м². Высота расположения кромок ванны, выступающих над поверхностью испарения, $\Delta h = 0,09$ м. Подвижность воздуха в помещении $v = 0,15$ м/сек. Воздух движется вдоль узкой стороны. Барометрическое давление $P_0 = 745$ мм рт. ст.

Решение 1. Для предварительного расчета принимаем температуру поверхности на $3-5^\circ$ ниже температуры воды в толще жидкости, т. е. $t_n = t_{ж} - (3-5^\circ)$.

Температура поверхности приблизительно равна

$$t_n = 60 - 4 = 56^\circ.$$

Этой температуре соответствует парциальное давление насыщенных водяных паров $p_n = 123,8$ мм рт. ст.

2. Средняя температура, при которой определяются физические константы, равна

$$t_{cp} = \frac{56 + 18}{2} = 37^\circ.$$

Этой температуре соответствуют: $\nu^0 = 16,7 \cdot 10^{-6}$ м²/сек; $Pr = 0,7$; $\lambda = 2,35 \times 10^{-2}$ ккал/м · ч · град; $Pr^{1/4} = 0,889$.

С учетом поправки на барометрическое давление

$$\nu = 16,7 \cdot 10^{-6} \frac{760}{745} = 17,04 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек.}$$

3. По формуле II-13 вычисляем значение коэффициента диффузии

$$D = 0,0754 \left(\frac{37 + 273}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{745} = 0,098 \text{ м}^2/\text{ч.}$$

Диффузионный критерий Прайдтля при этом равен

$$Pr' = \frac{17,04 \cdot 10^{-6}}{0,098} \cdot 3600 = 0,627.$$

4. Плотность влажного воздуха в окружающей среде и над поверхностью находим по формуле I-15:

$$\gamma_0 = 1,293 \frac{273}{273 + 18} \left(\frac{745}{760} - 0,378 \frac{7,74}{760} \right) = 1,17 \text{ кг/м}^3;$$

$$\gamma_n = 1,293 \frac{273}{273 + 56} \left(\frac{745}{760} - 0,378 \frac{123,8}{760} \right) = 0,986 \text{ кг/м}^3.$$

* Значение углового коэффициента в данном примере предполагается известным. В том случае, когда величина его неизвестна, для определения углового коэффициента следует пользоваться данными и методами, изложенными в курсе «Основы теплопередачи».

5. Находим величины критериев Рейнольдса, Архимеда и Ломоносова:

$$Re = \frac{0,15 \cdot 1,2}{17,04 \cdot 10^{-6}} = 1,056 \cdot 10^4;$$

$$Ar = \frac{9,81 \cdot 1,2^3}{(17,04 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{1,17 - 0,986}{1,17} = 9,15 \cdot 10^9;$$

$$Lo = \frac{9,15 \cdot 10^9}{(1,056 \cdot 10^4)^2} = 82;$$

$$Ar \cdot Pr' = 9,15 \cdot 10^9 \cdot 0,627 = 5,74 \cdot 10^9;$$

$$Ar \cdot Pr = 9,15 \cdot 10^9 \cdot 0,7 = 6,4 \cdot 10^9.$$

Так как $Re < 2 \cdot 10^4$; $Ar \cdot Pr > 2 \cdot 10^6$, в данном случае в отличие от предыдущего примера процесс протекает при преобладающем влиянии свободной конвекции. Для определения критериев Nu' и Nu будут использованы формулы II-30 и II-29.

6. Величина диффузионного критерия Нуссельта, определяемая по формуле II-32, равна

$$Nu' = 0,1386 [1 + 0,5 (82)^{-0,5}] (5,74 \cdot 10^9)^{1/3} = 276.$$

7. Определяем величину геометрического фактора

$$\bar{H} = 1 + \frac{0,09}{1,2} = 1,075.$$

С учетом этого фактора по формуле (6) получаем

$$Nu'_H = 276 \cdot 1,075^{0,25} = 281,5.$$

8. Находим концентрации водяных паров над поверхностью и в окружающей среде

$$c_n = \frac{123,8}{3,463 (273 + 56)} = 0,1085 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_0 = \frac{7,74}{3,463 (273 + 18)} = 0,00767 \text{ кг/м}^3.$$

9. Принятое значение температуры поверхности проверяем по формуле II-37. Предварительно находим необходимые величины, входящие в эту формулу.

Коэффициент пропорциональности находим по формуле II-38

$$m = \frac{0,1085 - 0,00767}{55 - 7,5} = 0,00208 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{град.}$$

Скрытая теплота парообразования при $t_n = 56^\circ$

$$r = 597,4 - 0,57 \cdot 56 = 565,5 \text{ ккал/кг.}$$

Определяем параметрические комплексы A и B:

$$A = 0,858 \cdot 2,35 \cdot 10^{-2} + 565,5 \cdot 0,00208 \cdot 0,098 = 0,1352;$$

$$B = 0,858 \cdot 2,35 \cdot 10^{-2} (60 - 18) + 565,5 \cdot 0,00208 \cdot 0,098 (60 - 7,5) = 6,9.$$

Подставляя полученные величины в формулу II-37, получаем

$$t_{\pi} = 60 - \frac{0,1352 \cdot 281,5 \left(\sqrt{1 + \frac{544 \cdot 1,2 \cdot 6,9}{0,1352 \cdot 281,5}} - 1 \right)}{272 \cdot 1,2} = 56,66^{\circ} > 56^{\circ}.$$

10. Принимаем новое значение $t_{\pi} = 56,5^{\circ}$. Тогда $p_{\pi} = 126,8$ мм рт. ст;

$$t_{\text{ср}} = \frac{56,5 + 18}{2} = 37,25^{\circ}; \nu_0 = 16,71 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек};$$

$$\nu = 16,71 \cdot 10^{-6} \frac{760}{745} = 17,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}; \lambda = 2,351 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град};$$

$$D = 0,0754 \left(\frac{37,25 + 273}{273} \right)^{1,89} \frac{760}{745} = 0,0985 \text{ м}^2/\text{ч}; \text{Pr}' = 0,627;$$

$$r = 565,4 \text{ ккал/кг}; \gamma_{\pi} = 1,293 \frac{273}{273 + 56,5} \left(\frac{745}{760} - 0,378 \frac{126,8}{760} \right) = 0,985 \text{ кг/м}^3,$$

$$c_{\pi} = \frac{126,8}{3,463 (273 + 56,5)} = 0,111 \text{ кг/м}^3; m = \frac{0,111 - 0,00767}{56,5 - 7,5} = 0,00211.$$

11. Вновь вычисляем значения Ar и Lo :

$$\text{Ar} = \frac{9,8 \cdot 1,2^3}{(17,05 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{1,17 - 0,985}{1,17} = 9,16 \cdot 10^9;$$

$$\text{Lo} = \frac{9,16 \cdot 10^9}{(1,056 \cdot 10^4)^2} = 82,2; \text{Ar} \cdot \text{Pr}' = 9,16 \cdot 10^9 \cdot 0,627 = 5,75 \cdot 10^9;$$

$$\text{Ar} \cdot \text{Pr} = 9,16 \cdot 10^9 \cdot 0,7 = 6,41 \cdot 10^9.$$

12. Величина диффузионного критерия Нуссельта равна

$$\text{Nu}' = 0,1386 [1 + 0,5 (82,2)^{-0,5}] (5,75 \cdot 10^9)^{1/3} = 277.$$

С учетом геометрического фактора \bar{H}

$$\text{Nu}'_{\bar{H}} = 277 \cdot 1,075^{0,25} = 282.$$

13. Вновь вычисляем множители A и B формулы II-37:

$$A = 0,858 \cdot 2,351 \cdot 10^{-2} + 565,4 \cdot 0,00211 \cdot 0,0985 = 0,138;$$

$$B = 0,858 \cdot 2,351 \cdot 10^{-2} (60 - 18) + 565,4 \cdot 0,00211 \cdot 0,0985 (60 - 7,5) = 7,016.$$

14. По формуле II-37 проверяем значение

$$t_{\pi} = 60 - \frac{0,138 \cdot 282 \left(\sqrt{1 + \frac{544 \cdot 1,2 \cdot 7,016}{0,138 \cdot 282}} - 1 \right)}{272 \cdot 1,2} = 56,6^{\circ} \approx 56,5^{\circ}.$$

15. Значение параметра Стефана равно

$$Sp = \frac{745}{126,8 - 7,74} \ln \frac{745 - 7,74}{745 - 126,8} = 1,09.$$

16. С учетом параметра Стефана величина коэффициента массообмена составит

$$\beta_c = \frac{0,0985}{1,2} \cdot 282 \cdot 1,09 = 25,25 \text{ м/ч.}$$

17. Количество воды, испаряющейся с поверхности ванны составляет

$$W_{\text{исп}} = 25,25 \cdot 1,8 (0,111 - 0,00767) = 4,7 \text{ кг/ч.}$$

18. Количество скрытого тепла, поступающего в воздух вместе с водяными парами

$$Q_c = 4,7 \cdot 565,4 = 2660 \text{ ккал/ч.}$$

19. Определяем величину термического критерия Нуссельта по формуле II-29

$$Nu = 0,113 [1 + 0,5 (82,2)^{-0,5}] (6,41 \cdot 10^9)^{1/3} = 233.$$

20. Коэффициент конвективного теплообмена с учетом геометрического фактора \bar{H} равен

$$\alpha_k = \frac{2,351 \cdot 10^{-2}}{1,2} \cdot 233 \cdot 1,075^{0,25} = 4,65 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

21. Количество явного тепла, переносимого в воздух помещения конвекцией, составляет

$$Q_k = 4,65 \cdot 1,8 (56,5 - 18) = 322 \text{ ккал/ч.}$$

22. Количество тепла, отдаваемого поверхностью воды излучением, составляет (см. пример 1)

$$Q_l = 0,9 \cdot 4,9 \cdot 1,8 \left[\left(\frac{273 + 56,5}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 18}{100} \right)^4 \right] \cdot 0,9 = 329 \text{ ккал/ч.}$$

23. Таким образом, общее количество тепла, отдаваемого поверхностью воды, составляет

$$Q_{\text{п}} = Q_c + Q_k + Q_l = 2660 + 322 + 329 = 3311 \text{ ккал/ч.}$$

ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ С ИЗБЫТКАМИ ТЕПЛА И ВЛАГИ

§ 1. ВЫДЕЛЕНИЕ ТЕПЛА И ВЛАГИ В ПОМЕЩЕНИЯХ

Внутри помещений общественных и промышленных зданий, вследствие происходящих в них биологических и технологических процессов, выделяются водяные пары, тепло, газы и пыль (так называемые производственные вредности). В данной книге рассмат-

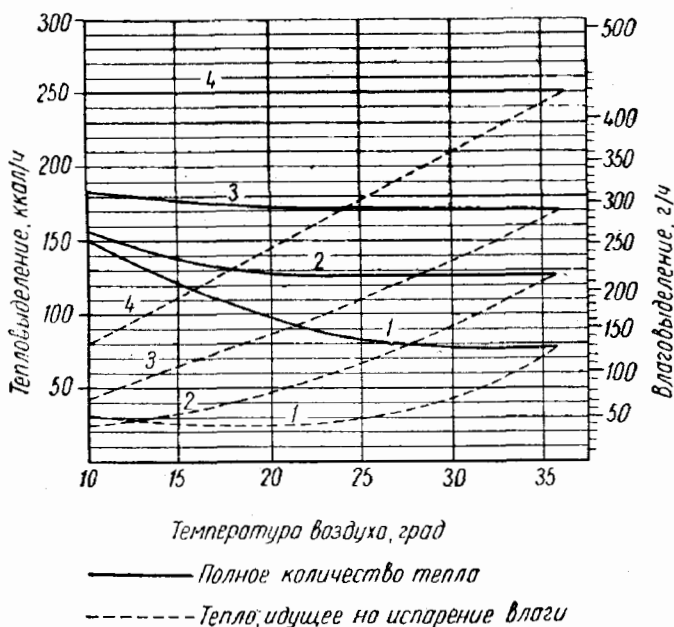


Рис. 28. Зависимость количества тепла и влаги, выделяемых человеком, от температуры помещения:

1 — человек в покое; 2 — легкая работа в учреждении; 3 — физическая работа; 4 — тяжелая физическая работа

риваются в основном процессы, связанные с выделением тепла и влаги.

Источниками выделения тепла могут являться нагретые поверхности, солнечная радиация, люди, машины (джоулево тепло) и т. п.

Выделение влаги может происходить от людей, технологического оборудования, смоченных поверхностей, открытых резервуаров, заполненных водой и т. п.

Выделение тепла и влаги человеком происходит в результате жизнедеятельности его организма. Интенсивность теп-

ло- и влаговыделения человеком зависит от метеорологических параметров окружающего воздуха и характера выполняемой им работы (физическая работа, покой и т. д.). Количество тепла и влаги, выделяемое человеком, можно определить с помощью графика (рис. 28).

Пользуясь сплошными кривыми и левой шкалой, можно получить величину полного количества тепла ($q_{\text{п}}$), выделяемого человеком, равного суммарному количеству скрытого и явного тепла. По пунктирным кривым и левой шкале находится количество скрытого тепла ($q_{\text{с}}$), выделяемого человеком (теплосодержание водяного пара). Разность между количествами полного и скрытого тепла равна количеству явного тепла ($q_{\text{я}}$), выделяемого человеком в окружающую среду, т. е.

$$q_{\text{я}} = q_{\text{п}} - q_{\text{с}}. \quad (\text{III-1})$$

Если число людей, одновременно находящихся в помещении, равно n человек, то количество явного тепла, выделяемого в помещении, составит:

$$Q_{\text{я}} = nq_{\text{я}}. \quad (\text{III-2})$$

Количество влаги, выделяемой человеком, можно определить с помощью того же графика (рис. 28). В этом случае следует пользоваться пунктирными кривыми и правой шкалой.

Пример. Определить количество явного тепла и влаги, выделяемое человеком, выполняющим легкую работу (в учреждении) при температуре $t_{\text{вп}} = +20^{\circ}$.

Решение. Пользуясь сплошной кривой 2, находим по левой шкале величину полного тепловыделения (при $t_{\text{вп}} = +20^{\circ}$), равную $q_{\text{п}} = 127$ ккал/ч (147,8 вт).

По той же шкале, пользуясь пунктирной кривой 2, находим количество тепла, расходуемого на испарение влаги. Это количество тепла при $t_{\text{вп}} = +20^{\circ}$ составляет $q_{\text{с}} = 47$ ккал/ч. Искомое количество явного тепла, выделяемого человеком, в этом случае будет равно

$$q_{\text{я}} = 127 - 47 = 80 \text{ ккал/ч (93 вт).}$$

Количество влаги, выделяемой человеком, находим с помощью пунктирной кривой 2 и правой шкалы. Искомое количество влаги равно $g = 80$ г/ч.

Количество тепла, поступающего в помещение за счет солнечной радиации [Л.7,16], можно определить на основании данных проф. С. И. Савинова:

$$q_{\text{норм}} = A \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \frac{\sin h}{\sin hC} [\text{кал/см}^2 \cdot \text{мин}]. \quad (\text{III-3})$$

где $q_{\text{норм}}$ — количество тепла, поступающее на 1 см^2 поверхности, нормальной к направлению солнечных лучей, в течение минуты, $\text{кал/см}^2 \cdot \text{мин}$;

A — солнечная постоянная, т. е. напряжение солнечной радиации на поверхности, перпендикулярной к направлению лучей, замеренное при среднем расстоянии от Земли до Солнца ($A = 1,87 \text{ кал/см}^2 \cdot \text{мин}$);

- r_0 — среднее расстояние от Земли до Солнца ($r_0 = 149 \times 10^6$ км);
- r — расстояние от Земли до Солнца в рассматриваемое время; (r — величина переменная; в период около 1 января она составляет $147 \cdot 10^6$ км, а в период около 1 июля — $152 \cdot 10^6$ км);
- h — высота стояния Солнца в данной местности, в данный час суток, т. е. величина возвышения над горизонтом, выраженная в радианах;
- C — эмпирический (безразмерный) коэффициент, характеризующий лучепоглощательную способность атмосферы.

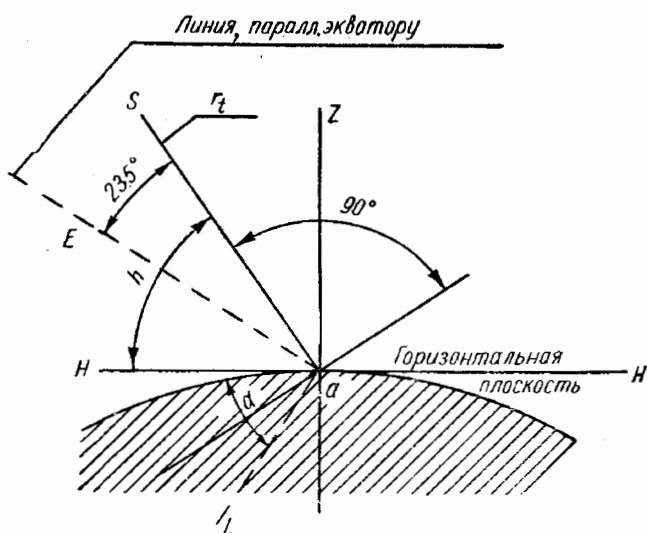


Рис. 29. Высота стояния Солнца в точке a земной поверхности

Для безоблачных дней, по наблюдениям актиметрических станций в СССР, C колеблется от 0,25 до 0,425; в среднем принимается $C = 0,33$.

Для любой широты, времени дня, периода года и ориентации поверхности высота стояния Солнца определяется по формуле

$$\sin h = \cos \delta \cos \varphi \cos \gamma + \sin \varphi \sin \delta, \quad (\text{III-4})$$

где φ — географическая широта местности, град;

δ — угол отклонения Солнца, град;

γ — часовой угол, град (число часов, отсчитываемых от 12 часов и умноженных на 15).

Величина угла отклонения может иметь предельные значения $\delta \approx \pm 23,5^\circ$.

Наибольшая высота стояния Солнца (рис. 29) для каждой местности определяется по формуле

$$h_{\text{макс}} = 90 + 23,5 - \varphi, \quad (\text{III-5})$$

где 23,5 — широта тропика (параллельная экватору), град.

Количество тепла, поступающее от солнечной радиации на плоскую поверхность, составляющую с горизонтом угол β , равно:

$$q_{\beta} = q_{\text{норм}} \sin(h + \beta) \text{ [кал/см}^2 \cdot \text{мин]}. \quad (\text{III-6})$$

При $\beta = 90 - h$

$$q_{\beta} = q_{\text{норм}} \sin(h + 90 - h) = q_{\text{норм}}. \quad (\text{III-7})$$

Таким образом, величина радиации равна величине радиации для данной географической широты, так как в этом случае плоская поверхность становится перпендикулярной к солнечному лучу. Для поверхностей, составляющих с горизонтом угол $\beta > 90 - h$ и угол $\beta < 90 - h$, солнечная радиация будет соответственно уменьшаться. Для поверхностей, обращенных на юг, высота $h = h_{\text{макс}}$. Для поверхностей, ориентированных на другие страны света, приходится вводить в расчет фактическую величину возвышения h , определение которой связано со сложными вычислениями.

Величина q_{β} выражает количество тепла, поступающего за счет солнечной радиации на единицу поверхности. Через толщу ограждения внутрь помещения проникает только часть этого тепла, так как остальная часть отражается от поверхности в окружающую среду и частично передается окружающему воздуху за счет конвективного теплообмена.

Из всех видов ограждающих конструкций наибольшее количество тепла солнечной радиации пропускают остекленные поверхности. Это количество тепла зависит от угла наклона фрамуг, количества рядов стекол, степени загрязнения последних, площади, занимаемой переплетами.

Количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации через остекленные поверхности, можно найти по формуле

$$Q_{\text{рад.ост}} = F_{\text{ост}} q_{\text{ост}} A_{\text{ост}} K \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{III-8})$$

где $F_{\text{ост}}$ — площадь поверхности остекления, м^2 ;

$q_{\text{ост}}$ — количество тепла, поступающего за счет солнечной радиации через 1 м^2 поверхности остекления, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ (см. табл. 7);

K — коэффициент, зависящий от прозрачности стекол, наличия штор и т. д. (см. табл. 8);

$A_{\text{ост}}$ — коэффициент, зависящий от вида остекления, принятый для двойного остекления в одной раме 1,15, для одинарного остекления — 1,45 и для фонарей с одинарным остеклением — 1,25.

Солнечная радиация $q_{\text{ост}}$ через остекленные поверхности в $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$

| Характеристика остекленной поверхности | Страны света и широты | | | | | | | | | | | | | |
|---|-----------------------|-----|-----|------------------------|-----|-----|----------------|-----|-----|------------------------------|-----|-----|-----|----|
| | юг | | | юго-восток и юго-запад | | | восток и запад | | | северо-восток и северо-запад | | | | |
| | 35° | 45° | 55° | 35° | 45° | 55° | 35° | 45° | 55° | 35° | 45° | 55° | 65° | |
| 1. Окна с двойным остеклением (две рамы) с деревянными переплетами | 110 | 125 | 145 | 85 | 110 | 125 | 145 | 125 | 145 | 145 | 145 | 65 | 65 | 60 |
| 2. То же, с металлическими переплетами | 140 | 160 | 180 | 110 | 140 | 160 | 180 | 160 | 180 | 180 | 180 | 80 | 80 | 80 |
| 3. Фонарь с двойным вертикальным остеклением (прямоугольный, тип Шела) с металлическими переплетами | 130 | 160 | 160 | 110 | 140 | 170 | 170 | 160 | 180 | 180 | 180 | 85 | 85 | 80 |
| 4. То же, с деревянными переплетами | 120 | 145 | 145 | 100 | 125 | 150 | 150 | 145 | 160 | 160 | 160 | 75 | 75 | 70 |

Примечания:

1. Для других случаев остекленных поверхностей значение $q_{\text{ост}}$ можно найти в монографии П. Ю. Гамбурга [Л. 7].
2. Для А-образных фонарей расчетную поверхность принимают по горизонтальной проекции, т. е. в плане.

| Характеристика остекления | <i>K</i> |
|--|----------|
| Обычное загрязнение стекла | 0,8 |
| Сильное загрязнение | 0,7 |
| Забелка окон | 0,6 |
| Остекление с матовыми стеклами | 0,4 |
| Внешнее зашторивание окон | 0,25 |

Количество тепла, поступающего в помещения через потолок, можно определить, исходя из повышения температуры воздуха на чердаке, вследствие прогрева крыши солнцем.

По некоторым источникам рекомендуется принимать, что через 1 м² чердачного перекрытия поступает в среднем 5 ккал/ч тепла. При плоских бесчердачных перекрытиях для географической широты 55° количество поступающего тепла за счет солнечной радиации можно принимать равным 15 ккал/м² · ч.

Количество тепла, проходящего через массивные стены, вследствие запаздывания тепловой волны, в общем тепловом балансе весьма незначительно, и этой величиной практически пренебрегают. Поступление тепла за счет солнечной радиации следует учитывать только для летнего периода года ($t_{\text{нар}} \geq 10^\circ$).

В последнее время В. Н. Богословским разработана более строгая теория учета тепла солнечной радиации с учетом теплоустойчивости ограждений [Л.4,5].

Количество выделяющегося тепла при превращении механической энергии в тепловую, происходящем обычно в результате работы станков, машин и т. п., может быть определено по формуле

$$Q = \psi_1 \psi_2 \psi_3 \psi_4 860 N_{\text{ном}} \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{III-9})$$

где ψ_1 — коэффициент использования установочной мощности, принимаемый в пределах 0,7 ÷ 0,9;

ψ_2 — коэффициент загрузки (отношение среднего потребления мощности к максимальному), принимаемый равным 0,5 ÷ 0,8;

ψ_3 — коэффициент одновременности работы машин, принимаемый равным 0,5 ÷ 1,0;

ψ_4 — коэффициент, учитывающий ассимиляцию выделяющегося тепла воздухом, принимаемый равным 0,65 ÷ 1,0;

$N_{\text{ном}}$ — номинальная мощность электродвигателя, *квт*.

Для механических и механосборочных цехов с достаточным приближением можно принимать $\psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \psi_3 \cdot \psi_4 = 0,25$.

Количество выделяющегося тепла от нагретых поверхностей промышленных печей можно вычислить по формуле

$$Q = K (t_{\text{п}} - t_{\text{кр}}) F \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{III-10})$$

где K — коэффициент теплопередачи стенки печи, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \times$
 $\times \text{град}^*$;
 $t_{\text{п}}$ — температура в печи, град ;
 $t_{\text{окр}}$ — температура окружающего воздуха, град ;
 F — теплоотдающая поверхность печи, м^2 .

Формулой III-10 можно пользоваться в тех случаях, когда известно значение коэффициента теплопередачи стенки печи. Однако в большинстве случаев значение K является неизвестной величиной, вследствие чего для определения количества тепла, выделяемого стенкой печи, приходится пользоваться графо-аналитическим методом.

В дальнейшем изложении примем следующие обозначения: $t_{\text{вп}}$ — температура внутренней поверхности печи, $t_{\text{нп}}$ — температура наружной поверхности печи, δ — толщина стенки печи и λ — коэффициент теплопроводности материала стенки.

Количество тепла, отдаваемого наружной поверхностью печи, определяется выражением

$$Q_1 = \alpha_{\text{нп}} (t_{\text{нп}} - t_{\text{окр}}) F \quad [\text{ккал/ч}]. \quad (\text{III-11})$$

Однако отсутствие данных значений температуры наружной поверхности печи лишает возможности определения искомого количества тепла с помощью этого выражения. Для дальнейшего решения этой задачи воспользуемся выражением, определяющим количество тепла, проходящего через толщу стенки:

$$Q_2 = K_1 (t_{\text{вп}} - t_{\text{нп}}) F \quad [\text{ккал/ч}], \quad (\text{III-12})$$

где

$$K_1 = \frac{1}{\sum \frac{\delta}{\lambda}}.$$

При установившемся тепловом потоке должно существовать равенство

$$Q_1 = Q_2. \quad (\text{III-13})$$

Так как число неизвестных превышает число уравнений, то аналитическое решение задачи не представляется возможным. Дальнейшее решение возможно лишь методом последовательных приближений.

В практических условиях температура в печи $t_{\text{п}}$ является известной, а температура внутренней поверхности печи $t_{\text{вп}}$ принимается на $20 \div 25^\circ$ ниже температуры в печи $t_{\text{п}}$.

Задаваясь приближенным значением $t_{\text{нп}}$, вычисляем величину $\alpha_{\text{нп}} = \alpha_{\text{л}} + \alpha_{\text{к}}$. Коэффициент теплообмена излучением $\alpha_{\text{л}}$ с достаточ-

* В системе единиц СИ коэффициент теплопередачи имеет размерность $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$. Переходный множитель от системы МКГСС к системе СИ для этого коэффициента равен 1,163 (см. приложение VII).

ным для практических расчетов приближением определяется по формуле

$$\alpha_x \approx 0,04 \varepsilon C_0 \left(\frac{T_m}{100} \right)^3 \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}], \quad (\text{III-14})$$

$$T_m = 273 + \frac{t_{\text{нп}} + t_{\text{окр}}}{2};$$

где C_0 — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела, равный $4,9 \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град} \text{ К}^4}$;

ε — приведенная степень черноты системы.

Величина α_k может быть найдена с помощью критериальной зависимости

$$\text{Nu} = c (\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n. \quad (\text{III-15})$$

Значения коэффициента c и показатель степени n приведены в табл. 9 [Л.31].

Значения c и n в формуле (III-15)

Таблица 9

| Gr · Pr | c | n |
|-------------------------------------|-------|-----|
| $10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$ | 1,18 | 1/8 |
| $5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$ | 0,54 | 1/4 |
| $2 \cdot 10^7 \div 1 \cdot 10^{13}$ | 0,135 | 1/3 |

Переписав выражение III-15 в развернутом виде, получим:

$$\frac{\alpha_k L}{\lambda} = c \left[\beta \frac{gL^3}{\nu^2} (t_{\text{нп}} - t_{\text{окр}}) \cdot \frac{\nu}{a} \right]^n, \quad (\text{III-15}')$$

где L — определяющий размер, м;

λ — коэффициент теплопроводности воздуха, ккал/м · ч · град;

ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, м²/ч;

g — ускорение силы тяжести, м/сек²;

$\beta = 1/273$;

a — коэффициент температуропроводности воздуха, м²/ч.

Решая выражение III-15' относительно искомого неизвестного, получим:

$$\alpha_k = c \frac{\lambda}{L} \left[\beta \frac{gL^3}{\nu^2} (t_{\text{нп}} - t_{\text{окр}}) \cdot \frac{\nu}{a} \right]^n \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}]. \quad (\text{III-16})$$

Определив таким образом $\alpha_{\text{нп}}$ и подставив его в выражение (III-11), находим величину Q_1 . Величину Q_2 также можно определить, так как конструкция и материал стенки печи известны.

Если полученное значение $Q_1 \neq Q_2$ (например, $Q_1 > Q_2$), то это показывает, что температура наружной поверхности принята неверно.

Задавшись другим значением $t_{нп}$, вновь вычисляем значения Q_1 и Q_2 . Допустим, что и в этом случае $Q_1 \neq Q_2$ (пусть $Q_1 < Q_2$). Дальнейшее решение задачи производится графически (см. рис. 30).

Для этой цели откладываем по оси абсцисс значение принятых температур наружной поверхности печи, а по оси ординат — соот-

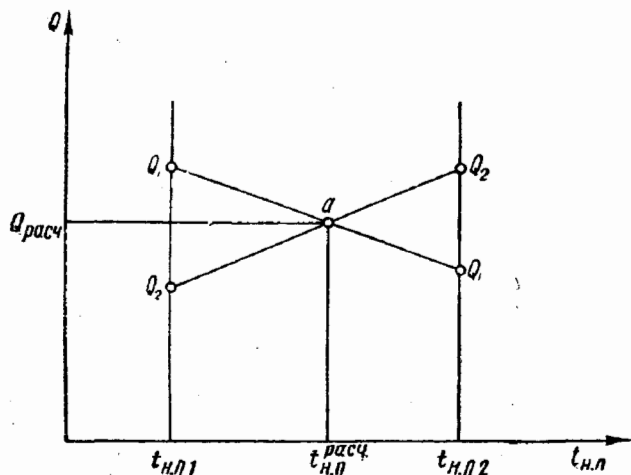


Рис. 30. Графический способ определения количества тепла, выделяющегося от стенок промышленных печей

ветствующие им значения Q_1 и Q_2 . Проводя через точки, соответствующие количеству тепла Q_1 и Q_2 , прямые линии, находим точку их пересечения (a). Абсцисса этой точки будет соответствовать значению температуры поверхности, а ордината — искомому количеству тепла, отдаваемого этой поверхностью.

Тепло, выделяющееся от электрического освещения, в ряде случаев представляет собой значительную величину. Это количество тепла можно вычислить с помощью выражения

$$Q_{\text{со}} = N \cdot 860 \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{III-17})$$

где N — мощность электрической осветительной аппаратуры, *квт*.

При применении системы единиц СИ необходимость в пересчете по формуле (III-17) отпадает. В этом случае

$$Q_{\text{со}} = N \text{ [квт]}.$$

При расчете тепловыделения от электрического освещения следует учитывать, что оно может не совпадать с поступлениями тепла от солнечной радиации. Кроме того, расчетное количество выделяющегося тепла принимают в зависимости от схемы вентиляции помещения и места расположения светильников.

Тепловыделение от продуктов сгорания, поступающих в помещение, происходит в промышленных цехах. Например, при газовой сварке, стеклодувных работах и т. п. продукты сгорания поступают непосредственно в воздух помещения, загрязняя его вредными газами и одновременно сообщая ему некоторое количество тепла. То же можно сказать и про производственные печи, которые подразделяются на две группы: с отводом дымовых газов через боров в дымовую трубу и с выпуском всех продуктов сгорания непосредственно в помещение.

Определение количества тепла, выделяемого продуктами сгорания, в разных конкретных случаях производится различно.

При газосварочных, стеклодувных и других подобных работах количество тепла, поступающего в помещение с продуктами сгорания, может быть найдено по формуле

$$Q = G_T Q_{нр} \varphi \text{ [ккал/ч]}, \quad (III-18)$$

где $Q_{нр}$ — теплотворная способность горючего, ккал/кг *;

G_T — расход горючего, кг/ч;

φ — коэффициент, учитывающий неполноту сгорания, принимаемый равным 0,9÷0,97.

Значения величины $Q_{нр}$ для газообразных горючих приведены в табл. 10.

Таблица 10

| Наименование горючего | Теплотворная способность $Q_{нр}$ ккал/кг | Выделение водяных паров при сгорании, кг/кг |
|--|---|---|
| Ацетилен | 11 400 | 0,7 |
| Бензин | 10 200 | 1,4 |
| Блаугаз | 11 500 | 1,29 |
| Водород | 28 700 | 9,0 |
| Водяной газ | 2 800 | 0,61 |
| Светильный газ (каменноугольный) | 4 200 | 1,31 |

Тепло, выделяющееся в результате остывания нагретых масс материала. В силу того, что материал, твердый или жидкий, нагреваемый в процессе производства в печах, сушилках и других нагревательных устройствах, не всегда остывает в том же помещении, в котором находится источник нагрева, а часто переносится в горячем виде в другие помещения для обработки или вылеживания, выделение тепла материалом приходится рассматривать как совершенно самостоятельный фактор поступления тепла в помещение. В качестве примеров можно привести охлаждение поковок и литья в опоках [Л.30] и остывание хлеба в экспедициях хлебозаводов.

* В системе единиц СИ теплотворная способность горючего имеет размерность дж/кг, расход горючего — кг/сек, а величина Q — вт (или кВт).

Наиболее сложным является такой случай остывания, при котором тело претерпевает фазовое превращение (например, остывание отливок в опоках). В таких случаях количество выделяющегося тепла может быть определено по формуле

$$Q_{\text{полн}} = [c_{\text{ж}}(t_{\text{нач}} - t_{\text{плав}}) + i + c_{\text{т}}(t_{\text{плав}} - t_{\text{кон}})] G \text{ [ккал]}, \quad (\text{III-19})$$

где $c_{\text{ж}}$ — теплоемкость материала в жидком состоянии, $\text{ккал/кг} \times \text{град}$;

$c_{\text{т}}$ — теплоемкость материала в твердом состоянии, переменная при высоких температурах, $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$;

$t_{\text{нач}}$ — температура материала до начала процесса остывания, град ;

$t_{\text{плав}}$ — температура плавления данного материала, град ;

i — скрытая теплота плавления данного материала, ккал/кг ;

$t_{\text{кон}}$ — конечная температура остывания (в пределе равная температуре воздуха помещения), град ;

G — вес материала, кг .

При определении количества выделяющегося тепла от остывающих тел следует иметь в виду, что интенсивность выделения этого тепла во времени происходит неравномерно. В начале остывания, когда масса имеет высокую температуру, тепла выделяется в помещение значительно больше, чем в конечный период, когда температура материала приближается к температуре окружающего воздуха.

Аналитическое определение количества тепла, выделяющегося от остывающего материала, весьма сложно вследствие чрезвычайно разнообразной формы и поверхности остывающих тел. Поэтому обычно пользуются ориентировочными практическими данными.

В качестве примера можно указать, что количество тепла, выделяющегося при остывании чугунных отливок весом до 50 кг, составляет в среднем около 50% от их полного теплосодержания за первый час остывания и 35% — за второй час. Общее время остывания чугунных отливок, по данным практики, может быть ориентировочно принято:

| | | |
|------------------|---------|---------|
| при среднем весе | 50 кг | 3—4 ч |
| » | » | » |
| » | 200 кг | 10—12 ч |
| » | » | » |
| » | 1000 кг | 16—20 ч |
| » | » | » |
| » | 2000 кг | 25—30 ч |

Следует иметь в виду, что при повторном пополнении помещения все новыми партиями остывающего материала расчетное тепловыделение от остывающего металла нужно определять на основании графика тепловыделений отдельными партиями по часам остывания.

Поступление тепла и влаги от инфильтрации воздуха через наружные ограждения. Все наружные ограждения зданий в той или иной степени воздухопроницаемы.

Под действием гравитационных сил и ветра воздух проникает через мелкие щели и неплотности в оконных и дверных притворах и в очень малой степени через поры массивных ограждений. Это явление носит название инфильтрации. Методика точного расчета инфильтрации к настоящему времени еще не разработана. Количество инфильтрующегося воздуха можно приближенно подсчитать с помощью выражения

$$L = \sum (aL_1l) \text{ [кг/ч]}, \quad (\text{III-20})$$

где a — коэффициент, принимаемый по табл. 11 в зависимости от характера притвора;

L_1 — количество воздуха, поступающего через 1 м длины щели в зависимости от скорости ветра, принимаемое по табл. 12, кг/ч;

l — длина щелей притворов, м.

При определении длины притворов рекомендуется пользоваться указаниями норм проектирования.

Таблица 11

| Характер притвора | Коэффициент a |
|---|-----------------|
| Фрамуги окон и фонарей: | |
| с одинарными деревянными переплетами | 1,0 |
| с двойными деревянными переплетами | 0,5 |
| с одинарными металлическими переплетами | 0,65 |
| с двойными металлическими переплетами | 0,33 |
| Двери и ворота | 2,0 |

Таблица 12

| Материал переплета | Ширина щели, мм | Скорость ветра, м/сек | | | | |
|-------------------------|-----------------|-----------------------|-----|------|------|------|
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Металлический | 1 | 3,8 | 6 | 7,4 | 8,4 | 11,8 |
| Деревянный | 1,5 | 5,6 | 9,1 | 11,2 | 12,6 | 17,5 |

Количество явного и скрытого тепла, вносимого инфильтрующимся воздухом в помещение в летнее время, определяется по формулам:

$$Q_{\text{явн. инф.}} = L \cdot 0,24 (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{III-21})$$

$$Q_{\text{полн. инф.}} = L (I_{\text{н}} - I_{\text{в}}) \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{III-22})$$

где 0,24 — теплоемкость сухого воздуха, ккал/кг·град;

$I_{\text{н}}$ и $I_{\text{в}}$ — соответственно теплосодержания наружного и внутреннего воздуха, ккал/кг сух. возд;

$t_{\text{н}}$ и $t_{\text{в}}$ — соответственно температуры наружного и внутреннего воздуха, град.

Следует учитывать, что инфильтрующийся воздух может содержать тепла меньше, чем внутренний, и в таких случаях он будет охлаждать помещение. Количество тепла, потребное для нагрева инфильтрующегося воздуха до температуры помещения, будет составлять:

$$Q_{\text{явн. инф.}} = L \cdot 0,24(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) \text{ [ккал/ч]}. \quad (\text{III-22}')$$

Инфильтрующийся воздух может содержать влаги как больше, так и меньше, чем внутренний. Поэтому увеличение или уменьшение влаги воздуха в помещении от инфильтрации можно определить по формулам:

при влагосодержании наружного воздуха, большем внутреннего,

$$W = 0,001L(d_{\text{н}} - d_{\text{в}}) \text{ [кг/ч]}; \quad (\text{III-23})$$

при влагосодержании наружного воздуха, меньшем внутреннего,

$$W' = 0,001L(d_{\text{в}} - d_{\text{н}}) \text{ [кг/ч]}. \quad (\text{III-23}')$$

Для помещений, в которых применяют кондиционирование воздуха, необходимо все ограждения выполнять с максимальной герметичностью. Если притворы окон и фонарей имеют специальное уплотнение (плотная замазка, резиновые прокладки и т. п.), то инфильтрацию воздуха не учитывают. В том случае, когда в кондиционируемом помещении создается подпор, инфильтрация также не учитывается.

Влаговыведение в помещении, происходящее вследствие испарения воды со смоченных поверхностей и поверхностей резервуаров, заполненных водой, можно определить по формуле Дальтона (II-4).

Количество влаги, поступающей в помещение в виде пара, прорывающегося через неплотности в аппарате и трубопроводах, обычно принимают на основании технологических и опытных данных, так как аналитическое определение количества пара не представляется возможным. В табл. 13 приводится количество пара, выделяющегося в помещениях машинных залов.

Таблица 13

Количество пара, выделяющегося в помещениях машинных залов

| Мощность турбины, мвт | При конденсационной турбине | | При турбине с отбором пара | |
|-----------------------|-----------------------------|------|----------------------------|-----------|
| | в кг/ч | в %* | в кг/ч | в % |
| 6 | 240 | 0,8 | 300—360 | 1,0—1,2 |
| 12 | 300 | 0,8 | 390—480 | 0,65—0,81 |
| 25 | 305 | 0,24 | 405—505 | 0,37—0,40 |
| 50 | 320 | 0,13 | 420—520 | 0,17—0,21 |
| 100 | 420 | 0,09 | 570—720 | 0,12—0,15 |

* В процентах от количества пара, подводимого к турбине.

В табл. 14 приведены данные тепло- и влаговыделений оборудованием столовых.

Таблица 14

| Источник тепло- и влаговыделений | Единица измерения (измеряемая поверхность) | Тепловыделение, ккал/ч | | Влаговыделение, кг/ч |
|--------------------------------------|--|------------------------|---------|----------------------|
| | | явное | скрытое | |
| Плиты | 1 м ² горячей поверхности | 3 500 | — | — |
| Электроплиты | То же | 4 500 | — | — |
| Газовые плиты: | | | | |
| 8 конфорок | Плита | 13 500 | — | — |
| 12 " | " | 20 000 | — | — |
| 16 " | " | 27 000 | — | — |
| Варочные котлы | | | | |
| емкостью 125 л | Котел | 1 700 | 6 270 | 10 |
| " 250 л | " | 2 300 | 10 000 | 16 |
| " 400 л | " | 3 200 | 14 500 | 23 |
| " 600 л | " | 4 300 | 24 500 | 29 |
| " 800 л | " | 5 000 | 30 000 | 48 |
| Мармит | 1 м ² горизонтальной проекции | 1 300 | — | — |
| Паровой шкаф | То же | 2 500 | — | — |
| Кондитерская печь | 1 м ² внешней поверхности | 500 | — | — |
| Кипятильник при высоте 1,8 м d=0,5 м | Кипятильник | 2 000 | — | — |
| Паропроводы | 1 кг расходуемого количества пара в час | 25 | — | — |
| Стенки завес над плитой | 1 м ² остекления | 100 | — | — |
| Обрабатываемые продукты на плитах | 1 кг/ч | — | 250 | 0,4 |

Примечания.

1. При определении тепло- и влаговыделений коэффициент одновременности работы оборудования принимается 0,8.
2. Тепло и влага, выделяющиеся от варочных котлов, учитываются коэффициентом 0,8.
3. В помещениях с тепло- и влаговыделениями воздухообмен определяется по полному теплосодержанию воздуха.
4. Тепловыделения от оборудования, установленного под завесами, принимаются в размере 20% приведенных выше величин; влаговыделения в этих случаях не учитываются.
5. Для определения количества воздуха, удаляемого из-под завес, принимают тепловыделения под завесу над плитами и варочными котлами в размере 80% приведенных выше величин; температура воздуха под завесами над плитами +45°, над варочными котлами +85°; влажность не должна превышать 80%; в помещениях для мойки посуды принимают восьмикратный обмен в 1 ч.
6. Тепловыделение от людей принимается: явное — 80 ккал/ч от одного работающего, скрытое — 100 ккал/ч; влаговыделение — 0,16 кг/ч от одного человека.

Следует заметить, что содержание данного параграфа далеко не исчерпывает всех случаев тепло- и влаговыделений в помещениях, а лишь охватывает только некоторые характерные случаи. Сведения, относящиеся к другим случаям выделения тепла и влаги, можно получить из учебной, специальной технической и справочной литературы.

§ 2. ВЫДЕЛЕНИЕ ВРЕДНЫХ ПАРОВ, ГАЗОВ И ПЫЛИ В ПОМЕЩЕНИИ

В практических условиях часто одновременно с выделением тепла и влаги в помещении выделяются вредные газы и пыль. Выделение газовых вредностей может происходить как от людей, так и от технологического оборудования. Выдыхаемый человеком воздух насыщен водяными парами и имеет повышенное содержание углекислоты, составляющей примерно 5% по объему. Углекислый газ, при содержании его в воздухе свыше 2% по объему, способствует быстрой утомляемости человека. Однако это обусловлено не только увеличенным содержанием углекислого газа, но и тем, что в воздухе одновременно снижается содержание кислорода.

По данным гигиенических исследований, количество углекислого газа, выделяемого человеком, зависит от интенсивности его работы, и его можно принимать по табл. 15 [Л. 36].

Таблица 15

| Условия, влияющие на выделение углекислого газа | Выделение углекислого газа | |
|---|----------------------------|-----|
| | г/ч | л/ч |
| Люди в состоянии покоя (в театрах, клубах, залах собраний и т. д.) | 30 | 20 |
| При спокойной работе (в учреждениях, вузах и т. п.) | 35 | 23 |
| При легкой и средней физической работе (швейники, прядильщики, сборщики приборов и т. д.) | 40 | 26 |
| При тяжелой физической работе (кузнецы, литейщики и т. д.) | 68 | 45 |
| Дети в возрасте до 12 лет | 18 | 12 |

Выделение вредных газов и паров в воздух производственных помещений может происходить в результате химических реакций, испарения с поверхности резервуаров, заполненных различными жидкостями, прорыва через неплотности оборудования и коммуникаций и т. п. В большинстве случаев количество вредных газов и паров, поступающих в помещение, принимают на основании опытных данных. В тех случаях, когда в реакцию вступают химически чистые химикаты, количество вредных газов можно подсчитать аналитическим путем. Количество паров, поступающих в воздух помещения при испарении с поверхности резервуаров, а также и с поверхности материалов, обычно определяют весовым методом и в некоторых случаях аналитическим путем.

Прорыв газа через неплотности оборудования и коммуникаций, находящихся под давлением, с известным приближением можно определить по формуле Н. Н. Репина

$$G = KnV \sqrt{\frac{m}{T}} \text{ [кг/ч]}, \quad (\text{III-24})$$

где K — коэффициент запаса, зависящий от состояния оборудования и принимаемый равным $K=1 \div 2$;

n — коэффициент, зависящий от давления газов или паров в аппаратуре и принимаемый при давлении до 3 *ати* равным $n=0,121$; при давлении до 8 *ати* $n=0,182$;

V — внутренний объем аппаратуры и коммуникаций, m^3 ;

m — молекулярный вес газов или паров в аппаратуре;

T — абсолютная температура паров или газов в аппаратуре.

С известным приближением можно принять, что утечка газов в зависимости от их молекулярного веса при нормальной эксплуатации аппаратуры составляет от 2 до 8% в час от внутреннего объема аппаратуры.

В воздухе обычно содержится некоторое количество пыли. Так, в воздухе городов содержание пыли составляет от 0,8 до 3 mg/m^3 .

Источниками образования пыли в производственных помещениях могут быть механическое измельчение твердых тел (дробление, размалывание и т. п.), обработка поверхности твердых тел (шлифовка, полировка, ворсование и т. п.), резание твердого материала, транспортирование, перемешивание и упаковка измельченного материала и т. п.

Выделение пыли может также происходить в результате химических реакций, механического распыливания жидкости при окраке пульверизаторами и т. п.

Во всех случаях, за исключением химических реакций, количество образующейся пыли может быть определено только весовым методом. Однако в этом случае получающееся количество пыли обычно больше того количества, которое поступает в воздух. Поэтому определять количество выделяющейся пыли, как правило, следует путем анализа воздуха в помещении (с помощью аллонжей).

Запыленность воздуха может характеризоваться либо весом пыли в единице объема (mg/m^3), либо количеством частиц в кубическом сантиметре и их размером. Предельно допустимые концентрации нетоксической пыли в воздухе рабочей зоны помещений приведены в СНиП II-Г.7-62 и СН 245—63, согласно которым содержание нетоксической пыли в воздухе, содержащей кварц и асбестовые частицы, не должно превышать 2 mg/m^3 , а для всех остальных видов пыли — до 10 mg/m^3 .

В заключение следует указать, что в условиях вентиляции промышленных цехов, в которых происходит выделение вредных газов и пыли, в первую очередь необходимо предусмотреть максимальную герметизацию технологического оборудования и локализирующую систему вентиляции.

Содержание данного параграфа далеко не исчерпывает всех случаев выделения вредных паров, газов и пыли в производственных помещениях. Эти специфические условия описаны в специальной технической и справочной литературе.

§ 3. ВЫВОД ВЫРАЖЕНИЯ УГЛОВОГО КОЭФФИЦИЕНТА ЛУЧА ПРОЦЕССА ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ С ИЗБЫТКАМИ ТЕПЛА И ВЛАГИ; ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХООБМЕНА

В практических условиях в вентилируемых помещениях весьма часто происходит одновременное выделение тепла и влаги. Влага в воздух помещения может поступать вследствие утечки пара через неплотности трубопроводов и аппаратуры и т. п., а также при испарении воды со свободной поверхности (гл. III, § 1).

Испарение со свободной поверхности может происходить как при температуре воды выше температуры воздуха по сухому термометру, так и при температуре воды, равной или близкой к температуре мокрого термометра. В первом случае испарение происходит за счет тепла воды, во втором — за счет явного тепла воздуха (адиабатический процесс, см. гл. I, § 9).

Изменения состояния воздуха, происходящие в двух указанных случаях, достаточно подробно рассмотрены в гл. II, § 4.

При дальнейшем изложении примем следующие обозначения:
 I_1, d_1 — параметры, поступающего в помещение приточного воздуха;

I_2, d_2 — параметры воздуха внутри помещения;

Q_{II} — потеря тепла наружными ограждениями помещения, ккал/ч;

Q_{T} — количество явного тепла, выделяющегося в помещении от технологического оборудования, людей и т. п., ккал/ч;

W — количество влаги, испарившейся со смоченной поверхности за счет тепла воздуха, кг/ч;

t_w — температура испаряющейся влаги (близкая к t_m), °С;

G — количество пара, выделяющегося в помещении через неплотности трубопроводов, от технологического оборудования или вследствие испарения воды при температуре более высокой, чем температура воздуха, кг/ч;

i_{II} — теплосодержание выделяющегося пара, ккал/кг.

Допустим, что в помещении (рис. 31а) выделяется от технологического оборудования, людей и т. п. явное тепло в количестве Q_{T} ккал/ч, а также влага вследствие испарения со смоченной поверхности в количестве W кг/ч при температуре t_w , близкой к температуре мокрого термометра t_m . Кроме того, выделяется водяной пар от технологического оборудования в количестве G_1 кг/ч с теплосодержанием i_{II1} ккал/кг и G_2 кг/ч с теплосодержанием i_{II2} ккал/кг.

Если I_2 и d_2 — заданные параметры воздуха внутри помещения, то для поддержания их необходим соответствующий воздухообмен. Количество вентиляционного воздуха и его параметры можно легко найти методом графо-аналитического решения задачи.

Обозначив через L кг/ч потребное количество вентиляционного воздуха, напишем выражение теплового баланса:

$$LI_2 = LI_1 + Q_{\text{T}} + Wt_w + \sum Gi_{\text{II}} - Q_{\text{II}} \quad (\text{III-25})$$

Знак Σ , стоящий у $Gi_{\text{п}}$, показывает, что это слагаемое представляет собой сумму $Gi_{\text{п}}$ при различных значениях $i_{\text{п}}$ и G .

Величина $Q_{\text{п}}$, входящая в выражение III-25 с отрицательным знаком, показывает, что отопление помещения предполагается выключенным и возмещение потерь тепла помещением происходит за счет выделяющегося явного тепла $Q_{\text{т}}$. Если потери тепла помещением значительно больше величины $Q_{\text{т}}$, то расчет следует вести с учетом включенного отопления. В этом случае в правую часть выражения III-25 должно войти еще одно слагаемое $Q_{\text{от}}$ с положи-

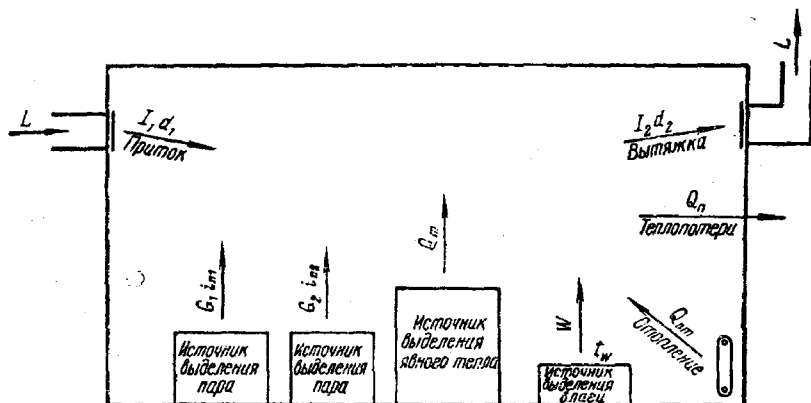


Рис. 31а. Принципиальная схема вентиляции помещения с избытками тепла и влаги

тельным знаком, представляющее собой количество тепла, поступающего в помещение от нагревательных приборов дежурного отопления.

Таким образом, для условий включенного дежурного отопления выражение III-24 можно представить в следующем виде:

$$LI_2 = LI_1 + Q_{\text{т}} + Wt_w + \Sigma Gi_{\text{п}} + Q_{\text{от}} - Q_{\text{п}}. \quad (\text{III-25}')$$

Величина $Q_{\text{п}}$ входит в выражение III-25' и с положительным знаком, но только в тех случаях, когда температура внутри помещения ниже наружной (летний режим при устройстве кондиционирования воздуха), вследствие чего через наружные ограждения происходит не потеря тепла, а поступление его в помещение извне.

Выражение баланса влаги при рассматриваемых условиях будет иметь вид:

$$L \frac{d_2}{1000} = L \frac{d_1}{1000} + W + \Sigma G. \quad (\text{III-26})$$

Разделив выражение III-25' на выражение III-26 после соответствующего преобразования и сокращения, получим выражение

углового коэффициента луча, характеризующего изменение состояния приточного воздуха в помещении:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{(d_2 - d_1) \frac{1}{1000}} = \frac{\Delta I}{\frac{\Delta d}{1000}} = \frac{Q_T + Wt_w + \sum G i_{п} + Q_{от} - Q_{п}}{W + \sum G} \quad (III-27)$$

Этот луч, нанесенный на поле $I-d$ -диаграммы (рис. 31б), должен проходить через точку Π с параметрами I_1 и d_1 (параметры приточного воздуха) и точку B с параметрами I_2 и d_2 , соответствующую параметрам внутреннего воздуха.

Линию процесса наносят методами, изложенными в § 4 гл. I, начиная от точки B (рис. 31б).

Нанесенный на $I-d$ -диаграмму луч процесса $\Pi-B$ показывает, что для поддержания заданного состояния воздуха в помещении (точка B) необходимо подавать приточный воздух с параметрами, характеризуемыми точками, лежащими на этом луче влево от точки B . Следовательно, часть луча, лежащая влево от этой точки, является геометрическим местом точек, параметры которых могут быть параметрами приточного воздуха. Чем ближе мы выберем точку Π (определяющую пара-

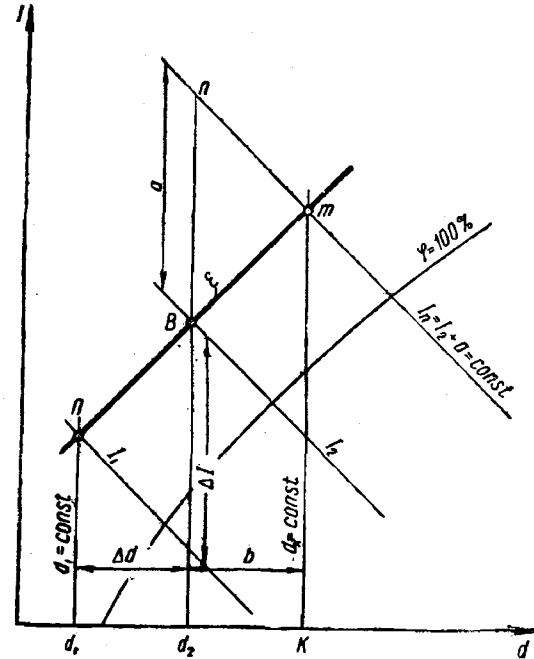


Рис. 31б. Построение на $I-d$ -диаграмме луча процесса изменения состояния воздуха в помещении с избытками тепла и влаги

метры приточного воздуха) к точке B , тем больше потребуется количества вентиляционного воздуха, так как его ассимилирующая способность Δd и ΔI (рис. 31б) будет меньше. Наоборот, если точка Π находится дальше от точки B , то потребное количество вентиляционного воздуха будет меньше.

Точку Π на прямой луча процесса следует принимать так, чтобы перепад температур между температурой приточного воздуха и температурой помещения не превышал нормативных данных при соответствующем распределении воздуха. Если допустим, что этому условию удовлетворяет положение точки Π , то ассимилирующая способность приточного воздуха по теплу и по влаге определяется соответственно величинами $\Delta I = I_2 - I_1$ и $\Delta d = d_2 - d_1$, а необходи-

мое количество воздуха можно найти с помощью выражения III-28:

$$L = \frac{Q_T + W t_w + \sum G i_{п} + Q_{от} - Q_{п}}{I_2 - I_1} = \frac{W + \sum G}{d_2 - d_1} \cdot 1000 \text{ [кг/ч]}. \quad (\text{III-28})$$

Линия $P-B$ луча процесса дает наглядное представление о тех изменениях состояния приточного воздуха, которые происходят вследствие поступления в него тепла и влаги.

Пример. Определить количество вентиляционного воздуха, потребного для борьбы с теплом и влагой, выделяющимися в помещении.

Открывать окна в летнее время по технологическим требованиям запрещается. Следовательно, расчетным режимом является летний режим (см. гл. III, § 4). Дано: $Q_T = 18\,725 \text{ ккал/ч}$; $W = 22 \text{ кг/ч}$; $t_w = t_m$; $G = 20 \text{ кг/ч}$; $i_{п} = 640 \text{ ккал/кг}$.

Расчетная наружная температура: летом $t_{н.л} = +21^\circ$, зимой $t_{н.з} = -15^\circ$. Удельная тепловая характеристика помещения $q = 0,3 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$. Объем помещения $V = 1000 \text{ м}^3$.

Расчетная относительная влажность наружного воздуха: летом $\phi_{н.л} = 50\%$, зимой $\phi_{н.з} = 80\%$.

Расчетная внутренняя температура летом $t_{в.л}$ принимается на 3° выше наружной расчетной температуры при относительной влажности, не превышающей $\phi_{в.л} = 70\%$. Расчетная внутренняя температура зимой $t_{в.з} = +22^\circ$ при относительной влажности, не превышающей $\phi_{в.з} = 60\%$.

Расчет должен быть произведен для летнего и зимнего режимов.

Решение. Расчет начинаем для летнего режима, который в данном случае является расчетным.

Приняв с известным приближением $t_{в.л} = 24^\circ$ (при заданном $\phi_{в.л} = 70\%$), найдем температуру мокрого термометра, которая в рассматриваемом случае равна температуре испаряющейся воды, т. е. $t_m = t_w = 20,8^\circ$.

Величину углового коэффициента луча процесса в помещении вычисляем с помощью выражения III-27:

$$\epsilon_{лет} = \frac{18\,725 + 20 \cdot 640 + 22 \cdot 20,8 - 0,3 \cdot 1000 \cdot 3}{20 + 22} = \frac{31\,072}{42} = 735.$$

Примечание. Величину $Q_{п}$ определяем, приняв $t_{в.л} - t_{н.л} = 3^\circ$.

Для нанесения луча процесса на поле $I-d$ -диаграммы воспользуемся полученным отношением, числитель и знаменатель которого разделим на 10 000. В результате получим это отношение в виде $3,1072 : 0,0042$.

Далее на $I-d$ -диаграмме находим точку H (рис. 32), соответствующую параметрам наружного воздуха, через которую должен проходить луч процесса в помещении, так как в летнее время приточный наружный воздух поступает в помещение без какой-либо предварительной обработки.

От точки H по вертикали откладываем в масштабе величину теплосодержания 3,107, в результате чего получаем точку n , через которую проводим линию адиабаты $I_n = 12,907$. Затем от абсциссы точки H в направлении оси d откладываем в масштабе влагосодержания величину 0,0042 кг/кг сух. возд. (или 4,2 г/кг сух. возд.) и проводим линию $d_m = \text{const}$. Пересечение линий $I_n = \text{const}$ с линией $d_m = \text{const}$ дает точку m , которая должна лежать на направлении искомого луча. Прямая, проведенная через точки H и m , будет являться искомым лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Так как в соответствии с условием примера $\phi_{в.л} = 70\%$, то точку, определяющую параметры внутреннего воздуха, можно легко найти на продолжении прямой Hm в месте пересечения ее с кривой $\phi = 70\%$ (точка B). Изотерма, соответствующая этой точке, равна $t_{в.л} = 24,3^\circ$.

Полученное значение $t_{в.л}$ незначительно отличается от заданного значения температуры внутреннего воздуха.

Остальные параметры точки B имеют следующие значения:

$I_B = 13,95 \text{ ккал/кг сух. возд.}$ и $d_B = 13,5 \text{ г/кг сух. возд.}$

Зная параметры наружного (приточного) и внутреннего воздуха, можно определить количество вентиляционного воздуха, используя при этом выражение III-27:

$$L = \frac{31\,072}{13,95 - 9,8} \approx \frac{42\,000}{13,5 - 7,9} \approx 7500 \text{ кг/ч.}$$

Таким образом, произведенным расчетом определено количество вентиляционного воздуха и параметры воздуха внутри помещения при летнем режиме.

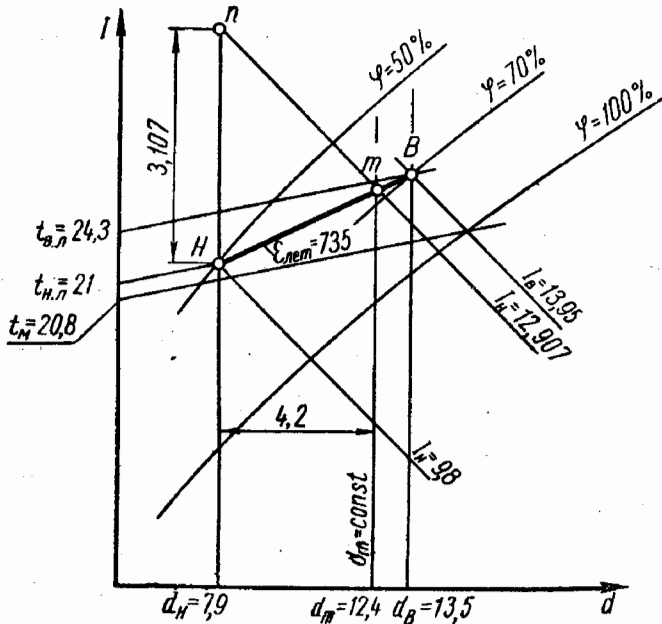


Рис. 32. Графический расчет воздухообмена при летнем режиме с помощью $I-d$ -диаграммы

При расчете зимнего режима количество вентиляционного воздуха принимают равным летнему, полученному на основании произведенного расчета. Следовательно, при заданном количестве вентиляционного воздуха расчет зимнего режима сводится к нахождению необходимых параметров приточного воздуха, а также к определению величины влажности внутреннего воздуха при условии, что обработка приточного воздуха зимой состоит только в его подогреве.

Расчет зимнего режима будем производить, исходя из условия, что потери тепла Q_n компенсируются отопительной системой. Вследствие этого в числителе выражения углового коэффициента должен быть введен еще член $Q_{от}$ (количество тепла, поступающего от нагревательных приборов системы отопления), равный потере тепла наружными ограждениями помещения при расчетной внутренней температуре для дежурного отопления. В целях упрощения задачи

примем, что в зимний период значение углового коэффициента луча процесса в помещении с учетом включенного отопления равно:

$$\varepsilon_3 = \frac{36\,000}{48,0} = 750,$$

(где 48,0 кг/ч — влаговыделение зимой, а 36 000 ккал/ч — количество полного тепла поступающего в воздух помещения).

Построение процесса зимнего режима на $I-d$ -диаграмме начинаем от точки H , соответствующей параметрам наружного воздуха, которую наносят на поле диаграммы (рис. 33).

Зная количество вентиляционного воздуха и количество выделяющейся влаги в помещении, находим ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге:

$$\begin{aligned} \Delta d &= \frac{W + \sum G}{10^{-3}L} = \frac{48\,000}{7500} = \\ &= 6,4 \text{ г/кг сух. возд.} \end{aligned}$$

От абсциссы точки H откладываем в направлении оси d величину

$$\Delta d = 6,4 \text{ г/кг сух. возд.}$$

и получаем влагосодержание внутреннего воздуха:

$$\begin{aligned} d_{в} &= d_{н} + \Delta d = 0,8 + 6,4 = \\ &= 7,2 \text{ г/кг сух. возд.} \end{aligned}$$

Через точку на оси абсцисс, соответствующую $d_{в} = 7,2$, проводим линию $d_{в} = \text{const}$ до пересечения с линией изотермы, соответствующей заданной внутренней температуре воздуха зимой ($t_{вз} = +22^\circ$). Полученная таким образом точка B будет определять параметры внутреннего воздуха в зимнее время $t_{вз} = 22^\circ$ и $\varphi_{вз} = 43\%$. Далее через точку B проводим луч процесса в помещении $B\Pi$ ($\varepsilon = 750$), а через точку H — луч подгрева наружного воздуха в калорифере $\varepsilon = +\infty$. Точка Π пересечения этих лучей будет определять искомое состояние приточного

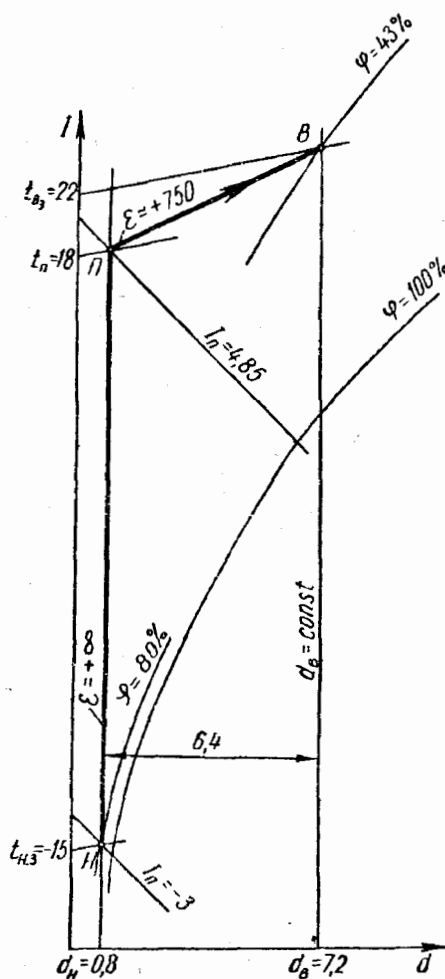


Рис. 33. Графическое определение параметров приточного воздуха при зимнем режиме с помощью $I-d$ -диаграммы

воздуха в зимнее время, а именно: $t_{п} = 18^{\circ}$. При этом

$$d_{п} = d_{н} = 0,8 \text{ г/кг сух. возд};$$

$$I_{п} = 4,85 \text{ ккал/кг сух. возд}.$$

Расход тепла на нагревание приточного воздуха будет равен:

$$Q = 7500(4,85 + 3) = 58\,700 \text{ ккал/ч}.$$

При одновременном выделении в помещении газовых вредных или паров необходимое количество наружного воздуха для их растворения до пределов допустимых концентраций находим по формуле

$$V_{н} = \frac{G_{г}}{a_{доп} - a_{н}} [\text{м}^3/\text{ч}], \quad (\text{III-29})$$

где $G_{г}$ — количество вредных паров или газов, г/ч;

$a_{доп}$ — предельно допустимая концентрация данного газа в воздухе помещения, г/м³ (см. СНиП II-Г.7-62 и СН 245—63);

$a_{н}$ — содержание данного газа в наружном воздухе, которое обычно равно нулю и только при расчетах на растворение CO₂ концентрация последней в наружном воздухе принимается в среднем 0,8 г/м³.

Количество углекислого газа, выделяющегося от людей, находящихся в помещении, определяем по формуле

$$G_{\text{CO}_2} = ng [\text{г/ч}], \quad (\text{III-30})$$

где n — число людей, находящихся в помещении;

g — количество углекислого газа, выделяемого одним человеком, г/ч (см. табл. 15).

§ 4. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ НАРУЖНОГО И ВНУТРЕННЕГО ВОЗДУХА ПРИ ОБЩЕОБМЕННОЙ ВЕНТИЛЯЦИИ

При расчете воздухообмена для помещений с избытками тепла и влаги обычно рассматривают три режима работы вентиляционных установок: летний, переходный и зимний.

Для помещений, в которых не предусмотрено кондиционирование воздуха, в качестве расчетных параметров наружного воздуха для летнего периода принимают параметры А (см. приложение IV).

В качестве расчетной температуры в этом случае принимается средняя температура в 13 часов в самый жаркий месяц (t_A).

Вторым параметром является теплосодержание (I_A), более высокое значение которого в данном географическом пункте наблюдается не более 400 ч в год (в среднем по многолетним наблюдениям).

Для ряда географических пунктов в качестве расчетного принято теплосодержание, соответствующее средней температуре и сред-

ней относительной влажности воздуха в 13 часов самого жаркого месяца.

Переходный режим обусловлен тем, что при наружной температуре $+10^\circ$ и выше в целом ряде случаев можно открывать окна, через которые будет происходить естественный воздухообмен. Последний дополняет действующую искусственную приточную вентиляцию, производительность которой рассчитывается на наружную температуру $t_n = +10^\circ$. Таким образом, расчетную наружную температуру переходного периода принимают равной $+10^\circ$.

Для зимнего режима при проектировании общеобменной вентиляции в качестве расчетных принимают также параметры А, которые в этом случае определяются температурой для проектирования вентиляции и теплосодержанием воздуха, соответствующим этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 часов.

По определению, приведенному в СНиП II-A.6-62, за расчетную для проектирования вентиляции принята средняя температура воздуха наиболее холодного периода, составляющего 15% общей продолжительности всего отопительного периода.

Если в вентилируемом помещении имеется, помимо общеобменной, местная локализирующая система вентиляции, в качестве расчетных для зимнего периода принимают параметры Б.

Для помещений с избытками тепла и влаги наиболее невыгодным (расчетным режимом) является летний, так как при этом режиме обычно требуется наибольшее количество вентиляционного воздуха. Последнее объясняется тем, что в этот период тепло- и влагосодержание наружного (приточного) воздуха являются наибольшими, вследствие чего его ассимилирующая способность по теплу и по влаге становится минимальной.

Если по требованиям технологии или по каким-либо другим причинам открывать окна в вентилируемых помещениях в теплое время года не допускается, то производительность приточных и вытяжных вентиляционных установок следует рассчитывать для летнего режима. Если же открывать окна в теплое время года можно, то производительность приточных установок определяется расчетом для переходного периода. Расчетная производительность вытяжной системы вентиляции в этом случае принимается равной производительности для летнего режима. Недостающее количество приточного воздуха восполняется через открытые окна за счет разрежения, создаваемого вытяжной системой вентиляции.

В зимнее время приточный воздух имеет большую ассимилирующую способность тепла и влаги и, следовательно, вентиляционного воздуха потребуется меньше. Поэтому в холодное время года можно уменьшить количество вентиляционного воздуха с помощью дросселирования или изменением числа оборотов вентиляторов (количественное регулирование).

Можно осуществлять также качественное регулирование, заключающееся в том, что производительность вентиляционных уста-

новок сохраняется постоянной и равной производительности для летнего или переходного режима, а изменяются только параметры приточного воздуха.

Поскольку расчетная наружная температура общеобменной вентиляции в зимний период всегда выше, чем расчетная температура для отопления, то при температурах ниже расчетной зимней температуры для вентиляции допускается уменьшать количество наружного приточного воздуха в соответствии с тепловой мощностью калориферных установок, рассчитанных на наружную температуру для вентиляции.

Последнее мероприятие не вызывает возражений со стороны санитарной инспекции, если этот период непродолжителен и количество приточного воздуха уменьшается не более чем на 10%. В этом случае не наблюдается значительного увеличения концентрации газовых вредностей в воздухе помещений.

Температуру воздуха внутри вентилируемых помещений с избытками тепла и влаги принимают в зависимости от рассчитываемого режима.

В летний период температуру воздуха в рабочей зоне помещения принимают на 3—5° выше наружной. Подробнее об этом сказано в СНиП II-Г.7-62, § 1 и в СН 245—63.

Более высокая температура внутри помещения по сравнению с наружной в этом случае объясняется тем, что в помещении всегда выделяется какое-то количество тепла.

Внутреннюю температуру в зимний и переходный периоды назначают в соответствии с совокупностью технологических и санитарно-гигиенических требований. Данные об этих температурах приводятся в соответствующих нормах.

Относительная влажность в вентилируемых помещениях практически не нормируется, так как при обычной вентиляции без кондиционирования воздуха поддержать заданное значение относительной влажности не представляется возможным. Практические значения относительной влажности в этих случаях наблюдаются в пределах от 20 до 70%.

§ 5. ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ВОЗДУХООБМЕНА ПРИ ПРИМЕНЕНИИ РЕЦИРКУЛЯЦИИ

В помещениях с большим количеством избыточного тепла при отсутствии в них выделений вредных газов и пыли обычно в зимнее время применяют частичную рециркуляцию внутреннего воздуха.

Целесообразность применения рециркуляции объясняется экономией тепла, расходуемого на подогрев приточного воздуха. В системах вентиляции, использующих рециркуляцию воздуха, общее количество воздуха L_0 , потребное для борьбы с теплом и влагой, обычно бывает больше количества свежего наружного воздуха $L_{\text{н}}$, потребного для удовлетворения санитарных норм. Поэтому количество рециркуляционного воздуха, взятого из помещения для по-

вторного использования, будет равно $L_p = L_o - L_n$. В результате смешивания наружного и рециркуляционного воздуха в приточной камере температура наружного воздуха повышается и вследствие этого сокращается расход тепла на подогрев приточного воздуха (смеси).

Так как в летний период приточный воздух нагреванию не подвергается и подается в помещение с параметрами, соответствующими наружному воздуху, то, естественно, применять рециркуляцию в этот период нецелесообразно. Поскольку приточная система подает только наружный воздух, расчет летнего режима ведут так же, как это было изложено в § 2.

Допустим, что в результате расчета воздухообмена при летнем режиме для помещения с избытками тепла и влаги общее количество вентиляционного (наружного) воздуха получилось равным L_o кг/ч.

Принимая это же количество воздуха и при зимнем режиме, находим потребное количество наружного воздуха L_n , удовлетворяющее требованиям санитарных норм. Если $L_n < L_o$ и загазованность, а также запыленность воздуха в помещении незначительны, то количество рециркуляционного воздуха будет равно:

$$L_p = L_o - L_n.$$

Построение процесса зимнего режима на $I-d$ -диаграмме начинают с нанесения точки H , соответствующей состоянию наружного воздуха (рис. 34). Так как тепло и влага, выделяющиеся в помещении, ассимилируются только наружным воздухом, содержащимся в смеси с рециркуляционным, то количество влаги, приходящейся на 1 кг сухой части наружного воздуха, составит:

$$\Delta d_n = \frac{W + \sum G}{L_n} \cdot 10^3.$$

Тогда влагосодержание внутреннего воздуха будет равно:

$$d_b = d_n + \Delta d_n.$$

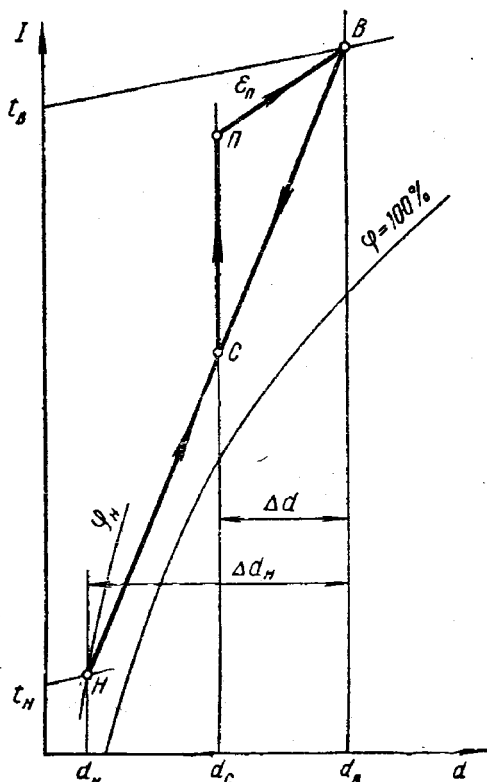


Рис. 34. Графический расчет воздухообмена при применении рециркуляции и подогрева

Проведя линию $d_b = \text{const}$ до пересечения с изотермой, соответствующей внутренней температуре, получим точку B , параметры которой соответствуют состоянию внутреннего воздуха в зимнее время. Соединив точку H с точкой B , получим прямую смеси внутреннего и наружного воздуха.

Чтобы получить точку смеси C на этой прямой, воспользуемся пропорцией

$$\frac{L_o}{HB} = \frac{L_n}{BC}, \text{ откуда } BC = \frac{L_n}{L_o} \cdot HB.$$

Отложив от точки B отрезок BC , получим искомую точку смеси C . Эту точку можно найти, если определить величину ассимилирующей способности вентиляционного воздуха по влаге (или теплу):

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{L_o} \cdot 10^3,$$

а затем найти влагосодержание точки смеси C :

$$d_c = d_n = d_b - \Delta d.$$

Чтобы найти точку, определяющую состояние приточного воздуха, через точку B проведем луч процесса в помещении, а через точку C — луч процесса подогрева $d_c = \text{const}$. Точка P пересечения этих лучей будет определять необходимое состояние приточного воздуха.

Рассмотрим далее вариант применения рециркуляции в том случае, когда избытки явного тепла в помещении весьма велики, а количество наружного воздуха составляет небольшой процент от общего количества воздуха, вследствие чего дополнительно подогревать приточный воздух (смесь) с помощью калорифера не требуется.

При построении подобного процесса на $I-d$ -диаграмме предполагается, что общее количество вентиляционного воздуха, так же как и в предыдущем случае, было определено на основании расчета летнего режима. При построении рассматриваемого процесса зимнего или переходного режима это количество воздуха также сохраняется.

Построение процесса на $I-d$ -диаграмме (рис. 35) начинают с нанесения точки H , соответствующей состоянию наружного воздуха. Через эту точку проводят линию луча процесса в помещении до пересечения его с изотермой заданной внутренней температуры t_b (точка B определяет параметры внутреннего воздуха). Линию HB в этом случае можно рассматривать не только как линию луча процесса в помещении, но и как линию смеси наружного и рециркуляционного воздуха.

Зная величину L_0 (полученную расчетом для летнего режима), находим влагосодержание приточного воздуха:

$$d_c = d_n = d_B - \frac{W + \sum G}{L_0} \cdot 10^3 = d_B - \Delta d.$$

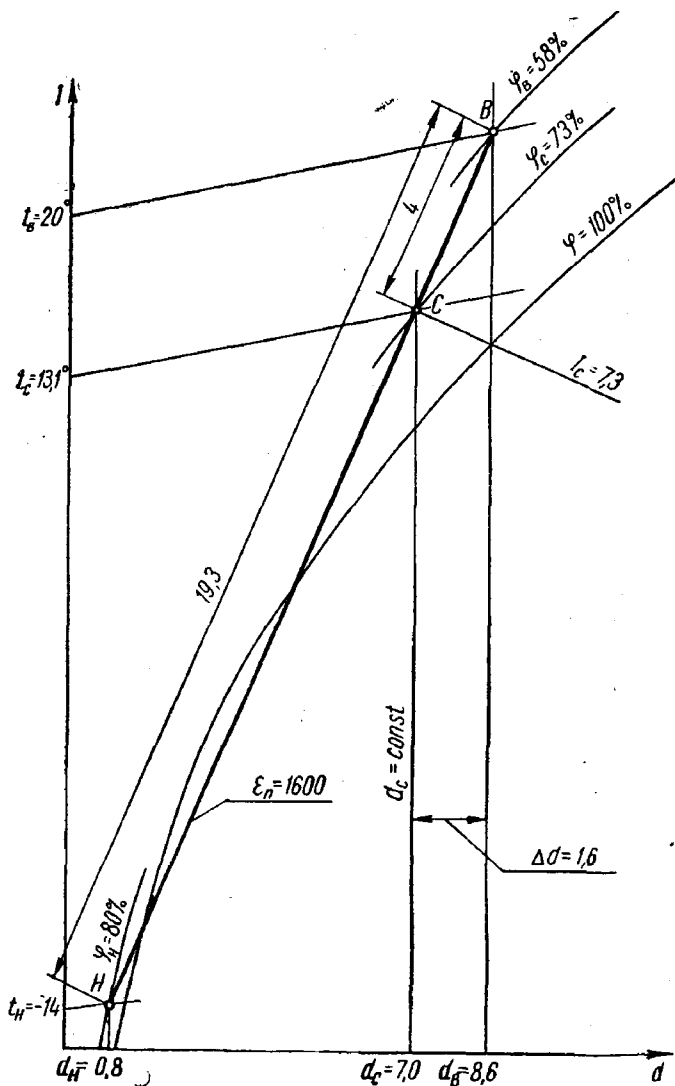


Рис. 35. Графический расчет воздухообмена при применении рециркуляции, но без последующего подогрева

Через точку на оси абсцисс, соответствующую полученному значению d_c , приводим линию $d_c = \text{const}$ до пересечения с линией смеси NB (луча процесса). Точка пересечения C в этом случае будет определять необходимые параметры приточного воздуха.

Для определения количества наружного воздуха воспользуемся пропорцией

$$\frac{L_0}{HB} = \frac{L_n}{CB}, \text{ откуда } L_n = \frac{L_0 \cdot CB}{HB}.$$

Количество рециркуляционного воздуха будет равно

$$L_p = L_0 - L_n.$$

Характерная особенность рассматриваемого случая заключается в том, что отпадает необходимость нагрева приточного воздуха в калорифере, так как заданные параметры приточный воздух приобретает только в результате смешивания его с рециркуляционным.

Практически применять последний вариант обработки воздуха можно лишь в тех случаях, когда значения углового коэффициента

луча процесса в помещении не ниже 1600, т. е. когда преобладает выделение явного тепла при незначительном выделении влаги. При меньших значениях углового коэффициента луча процесса точка *C* может оказаться за пределами кривой $\varphi = 100\%$, что будет свидетельствовать о выпадении конденсата из воздуха, а точка *B*, соответствующая состоянию внутреннего воздуха, будет находиться в области таких значений относительной влажности, которые выше допустимых ее пределов.

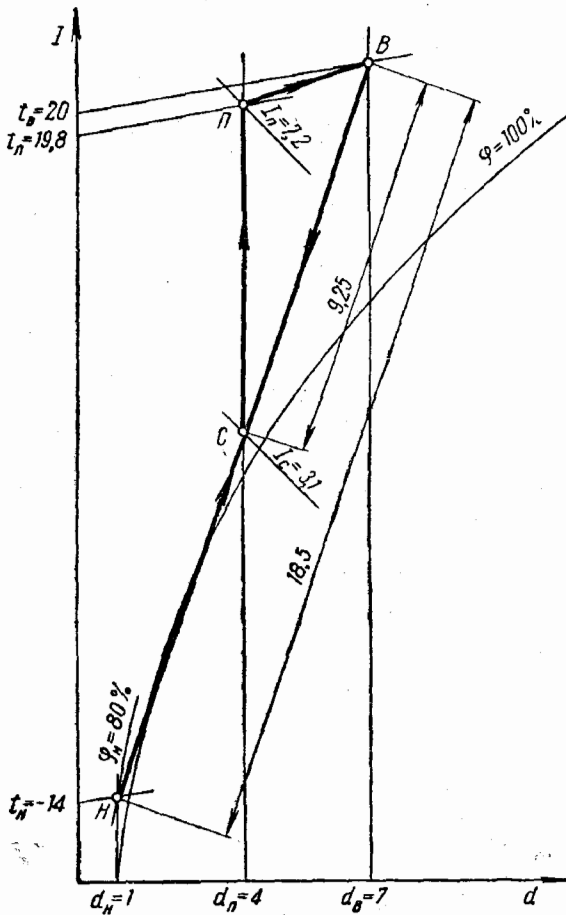


Рис. 36. Пример графического расчета воздухообмена при применении рециркуляции с последующим подогревом

Пример 1. В помещении выделяется тепло и влага. Количество вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима, составляет $L_0 = 5000$ кг/ч.

Процесс изменения состояния воздуха в помещении в зимнее время характеризуется лучом, имеющим значение углового коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{9300}{15} = 620.$$

Количество наружного воздуха, необходимое для растворения выделяющихся вредных газов в пределах допустимой концентрации, составляет $L_n = 2500$ кг/ч.

Температура внутреннего воздуха $t_n = +20^\circ$.

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_n = -14^\circ$; $\varphi_n = 80\%$; $I_n = -2,75$ ккал/кг сух. возд.; $d_n = 1$ г/кг сух. возд.

Требуется определить параметры приточного воздуха и расход тепла для подогрева смеси воздуха в калорифере.

Решение. На $I-d$ -диаграмму (рис. 36) наносим точку H . Определяем количество рециркуляционного воздуха:

$$L_p = 5000 - 2500 = 2500 \text{ кг/ч.}$$

Находим ассимилирующую способность наружного воздуха по влаге:

$$\Delta d_n = \frac{15000}{2500} = 6 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Влагосодержание внутреннего воздуха в этом случае будет равно:

$$d_n = 1 + 6 = 7 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проведя линию $d_n = \text{const}$ до пересечения с изотермой $t_n = 20^\circ$, получим точку B , определяющую состояние внутреннего воздуха.

Соединив прямой точки H и B , находим на ней положение точки смеси C из пропорции

$$\frac{5000}{18,5} = \frac{2500}{BC},$$

откуда $BC = 9,25$.

Отложив отрезок BC от точки B , получим искомую точку C , характеризующую состояние смеси наружного и внутреннего воздуха. Параметры этой точки: $I_c = 3,1$ ккал/кг сух. возд.; $d_c = 4$ г/кг сух. возд.

Проведем через точку C луч подогрева воздуха в калорифере, а через точку B — луч процесса изменения состояния воздуха в помещении $\varepsilon = 620$. Точка их пересечения P определит параметры состояния приточного воздуха: $t_n = 19,8^\circ$; $I_n = 7,2$ ккал/кг сух. возд.; $d_n = 4$ г/кг сух. возд.

Количество тепла для подогрева смеси до необходимой температуры приточного воздуха составит

$$Q = 5000 (7,2 - 3,1) = 20500 \text{ ккал/ч.}$$

Пример 2. Определить количество наружного и рециркуляционного воздуха, а также параметры приточного воздуха в зимнее время, если $L_o = 10000$ кг/ч,

$t_n = -14^\circ$; $\varphi_n = 80\%$; $\varepsilon_n = \frac{25600}{16} = 1600$; $t_n = 20^\circ$; значение φ_n не нормировано.

L_n не менее 1500 кг/ч.

Решение. Поскольку $\varepsilon_n = 1600$, то попытаемся применить схему обработки приточного воздуха без подогрева его в калорифере.

Построение процесса начинаем с нанесения на $I-d$ -диаграмму точки H , соответствующей состоянию наружного воздуха (см. рис. 35), через которую проводим луч процесса в помещении до пересечения с изотермой $t_n = 20^\circ$. Точка их пересечения B определяет параметры внутреннего воздуха, а именно: $t_n = 20^\circ$; $\varphi_n = 58\%$; $d_n = 8,6$ г/кг сух. возд.

Так как в этом случае луч процесса в помещении совмещается с линией смеси, то на его направлении находим точку C , характеризующую состояние смеси воздуха. При этом нужно иметь в виду, что параметры точки C одновременно являются и параметрами приточного воздуха.

Для нахождения положения точки C на прямой BH вычисляем влагосодержание приточного воздуха

$$d_n = d_c = 8,6 - \frac{16\,000}{10\,000} = 7,0 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проводим прямую $d_c = \text{const}$ до пересечения с линией NB в точке C , параметры которой определяют необходимое состояние приточного воздуха: $t_c = 13,1^\circ$; $\varphi_c = 73\%$; $I_c = 7,3 \text{ ккал/кг сух. возд.}$

Из пропорции определяем количество наружного воздуха $\frac{10\,000}{L_n} = \frac{19,3}{4,0}$, откуда $L_n = 2080 \text{ кг/ч}$, т. е. больше 1500 кг/ч .

Количество рециркуляционного воздуха равно:

$$L_p = 10\,000 - 2080 = 7920 \text{ кг/ч.}$$

§ 6. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О ВЕНТИЛЯЦИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕХОВ С ВЫДЕЛЕНИЕМ ТЕПЛА И ВЛАГИ

Наблюдением установлено, что наиболее эффективными мерами по борьбе с избытками тепла и влаги являются укрытия с устройством отсоса воздуха из них. Однако в связи с условиями технологического процесса такого рода укрытия не всегда можно использовать, поэтому часто прибегают к устройству общеобменной вентиляции.

Одной из весьма существенных особенностей расчета общеобменной вентиляции цехов с избытками тепла и влаги является определение количества ассимилированного тепла и влаги вентиляционным воздухом в пределах рабочей зоны.

Рабочей зоной, как известно, называют нижнюю часть объема цеха в пределах 2 м высоты, считая от пола. Часть объема цеха, находящуюся выше рабочей зоны, в дальнейшем условимся называть *верхней зоной*.

Так как в большинстве случаев обслуживающий персонал цехов во время работы находится в пределах рабочей зоны, то, естественно, параметры воздуха в этой зоне в процессе вентилирования помещения должны удовлетворять требованиям санитарных норм. Вместе с тем следует заметить, что параметры воздуха в горизонтальной плоскости цеха с избытками тепла и влаги практически не бывают одинаковы. Поэтому под параметрами рабочей зоны мы в дальнейшем условимся понимать усредненные параметры воздуха для тех участков цеха, которые не находятся в непосредственной близости к источникам выделения влаги и тепла и приточным отверстиям, через которые поступает свежий воздух.

Таким образом, основной задачей при расчете вентиляции цехов с избытками тепла и влаги является обеспечение необходимых параметров воздуха в рабочей зоне.

Рассмотрим далее методы вентиляции, применяемые для борьбы с избытками тепла и влаги. В тех случаях, когда не представляется возможным непосредственно удалять тепло и влагу от источников их выделения, применяют обычно общеобменную венти-

ляцию, при которой выделяющиеся вредности (тепло и влага) свободно распространяются по всему объему помещения и ассимилируются приточным воздухом.

Приточный воздух чаще подается в рабочую зону с выпуском воздуха на высоте 1,5 м от пола. Удалять воздух целесообразно из верхней зоны, где его теплосодержание более высокое, чем в рабочей зоне.

Если же источники выделения тепла и влаги по условиям технологического процесса могут быть оборудованы укрытиями в виде шкафов, зонтов, завес и т. п., то такая вентиляция носит название *локальной*. Эти устройства, называемые *местными отсосами*, следует выполнять так, чтобы они максимально укрывали места выделения вредностей, обеспечивали наиболее эффективное их удаление и вместе с тем не мешали ходу технологического процесса.

Этот вид вентиляции более эффективен по сравнению с общеобменной вентиляцией. Однако местные отсосы имеют и отрицательные стороны, заключающиеся в том, что они загромождают и затемняют рабочие помещения.

Для создания обусловленных нормами параметров воздуха в рабочей зоне при разделении объема цеха на две зоны требуется знать количества тепла и влаги, поступающие как в рабочую зону, так и в верхнюю. Для решения этого вопроса в практических расчетах пользуются безразмерными коэффициентами α и β , определяемыми следующими выражениями [Л. 1]:

$$\alpha = \frac{I_p - I_{II}}{I_B - I_{II}} = \frac{\Delta I_p}{\Delta I_B}; \quad (III-31)$$

$$\beta = \frac{d_p - d_{II}}{d_B - d_{II}} = \frac{\Delta d_p}{\Delta d_B}, \quad (III-32)$$

где I_p — среднее теплосодержание воздуха в рабочей зоне цеха;

I_{II} — теплосодержание приточного воздуха;

I_B — среднее теплосодержание воздуха, извлекаемого из верхней зоны;

d_p — среднее влагосодержание воздуха в рабочей зоне цеха;

d_{II} — влагосодержание приточного воздуха;

d_B — среднее влагосодержание воздуха, удаляемого из верхней зоны.

Выражения III-31 и III-32 справедливы для того случая, когда воздух удаляется целиком только из верхней зоны.

Если же, кроме удаления воздуха из верхней зоны, его удаляют местными отсосами, обычно расположенными в рабочей зоне, то знаменатели этих выражений следует вычислять на основании аналитической формулы смеси воздуха различных параметров:

$$\Delta I_{\text{ср}} = \frac{\Delta I_{\text{в}}L_{\text{в}} + \Delta I_{\text{р}}L_{\text{р}}}{L_{\text{в}} + L_{\text{р}}}; \quad (\text{III-33})$$

$$\Delta d_{\text{ср}} = \frac{\Delta d_{\text{в}}L_{\text{в}} + \Delta d_{\text{р}}L_{\text{р}}}{L_{\text{в}} + L_{\text{р}}}. \quad (\text{III-34})$$

В этом случае выражения III-31 и III-32 будут иметь вид:

$$\alpha = \frac{\Delta I_{\text{р}}}{\Delta I_{\text{ср}}}; \quad (\text{III-35})$$

$$\beta = \frac{\Delta d_{\text{р}}}{\Delta d_{\text{ср}}}. \quad (\text{III-36})$$

Понятие о коэффициентах α и β впервые было введено А. В. Пузыревым.

В 1955 г. П. И. Андреевым была сделана попытка теоретического обоснования этих коэффициентов с помощью теории турбулентного переноса тепла и вещества. Исследованиями установлено, что значения коэффициентов α и β зависят от схемы распределения воздуха (т. е. нижняя или верхняя подача приточного воздуха) и расположения источников тепла и влаги. Числовые значения этих коэффициентов принимают на основании опытных данных или вычисляют по формулам, предложенным П. И. Андреевым.

Разница между значениями коэффициентов α и β , как показали опытные данные, невелика. Поэтому в практических расчетах при расположении источников тепла и влаги в нижней зоне в большинстве случаев можно принимать $\alpha = \beta$.

§ 7. ГРАФИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА В ПРОМЫШЛЕННЫХ ЦЕХАХ ПРИ ПОДАЧЕ ВОЗДУХА В РАБОЧУЮ ЗОНУ И УДАЛЕНИИ ЕГО ИЗ ВЕРХНЕЙ ЗОНЫ

Рассмотрим графический метод расчета воздухообмена и определения параметров удаляемого воздуха при общеобменной вентиляции с распределением воздуха по схеме снизу — вверх.

Расчет начинаем с летнего режима, являющегося наиболее невыгодным для помещений с избытками тепла и влаги.

Допустим, что расчетные параметры наружного воздуха в летний период соответственно равны $t_{\text{вл}}$ и $\phi_{\text{вл}}$, угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_{\text{пл}}$. Кроме того, известны также значения коэффициентов α и β , причем $\alpha = \beta$ (см. § 6, гл. III).

Построение процесса начинаем с нанесения на $I-d$ -диаграмму (рис. 37) точки H , соответствующей заданному состоянию наружного воздуха. Так как в летний период не предполагается производить какую-либо предварительную обработку наружного воздуха, то параметры точки H будут одновременно являться и параметрами приточного воздуха.

Далее через точку H проводим луч процесса в помещении. Точка P пересечения этого луча с изотермой, соответствующей допустимой температуре воздуха в рабочей зоне (принимаемой в соответствии с санитарными нормами), будет характеризовать состояние воздуха в рабочей зоне.

Если значение относительной влажности в точке P будет выше допустимых пределов, установленных санитарными нормами, это означает, что необходима соответствующая предварительная обра-

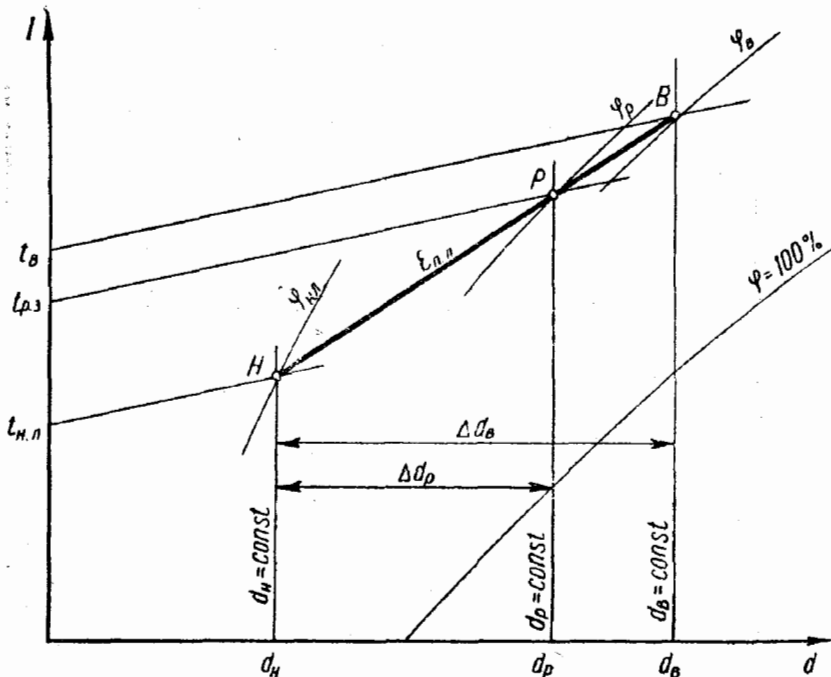


Рис. 37. Графический расчет воздухообмена при подаче приточного воздуха в рабочую зону и удалении из верхней зоны (летний режим)

ботка приточного воздуха (кондиционирование). Построение таких процессов будет рассмотрено ниже. Если же параметры точки P удовлетворяют требованиям санитарных норм, то можно определить величину Δd_p :

$$\Delta d_p = d_p - d_n.$$

Так как величина β по условию задачи известна, то не представляет особого труда определить величину Δd_v , пользуясь выражением III-32:

$$\Delta d_v = \frac{\Delta d_p}{\beta}.$$

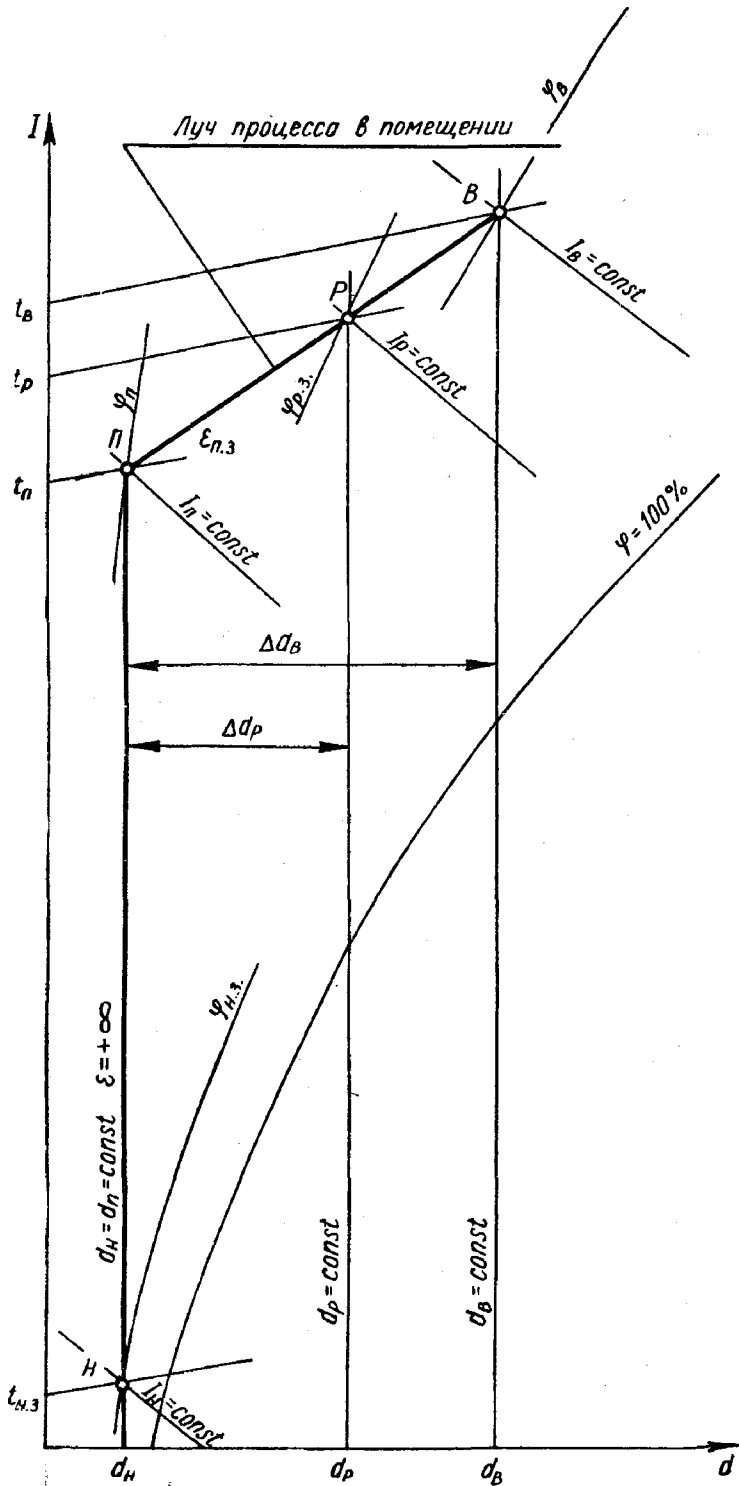


Рис. 38. Графический расчет воздухообмена при подаче приточного воздуха в рабочую зону и удалении из верхней зоны (зимний режим)

Если количество влаги, выделяющейся в помещении, равно $W + \Sigma G$ кг/ч, то количество вентиляционного воздуха будет равно:

$$L = \left(\frac{W + \Sigma G}{\Delta d_b} \right) 10^3 \text{ [кг/ч]}.$$

Для определения параметров удаляемого из помещения воздуха отложим от абсциссы точки H величину Δd_b и проведем линию $d_b = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении. Параметры t_b и ϕ_b полученной таким образом точки B будут являться искомыми параметрами.

Перейдем далее к рассмотрению расчета зимнего режима. Расчетное количество воздуха в зимний период принимаем равным количеству воздуха, полученному на основании расчета летнего режима.

Расчетные параметры наружного воздуха в зимний период соответственно равны $t_{нз}$ и $\phi_{нз}$, температура в рабочей зоне t_p , значение углового коэффициента в зимний период ϵ_n и по-прежнему $\alpha = \beta$.

Построение процесса начинаем также с нанесения на $t-d$ -диаграмму точки H , характеризующей состояние наружного воздуха (рис. 38).

Поскольку количество вентиляционного воздуха и количество влаги, выделяющейся в помещении $W + \Sigma G$ кг/ч, известны, величину Δd_b можно легко найти по формуле

$$\Delta d_b = \frac{W + \Sigma G}{L} \cdot 10^3.$$

Величина Δd_p в соответствии с заданным значением коэффициента β равна:

$$\Delta d_p = \beta \Delta d_b.$$

Откладывая от абсциссы точки H величину Δd_p и проводя линию $d_p = \text{const}$ до пересечения с изотермой t_p , получим точку P , характеризующую состояние воздуха в рабочей зоне помещения. Далее через точку P проводят линию луча процесса в помещении, а через точку H — луч процесса подогрева наружного воздуха $\epsilon = +\infty$. Точка $П$ пересечения этих линий будет определять искомое состояние приточного воздуха.

Для определения параметров удаляемого воздуха отложим от абсциссы точки H величину Δd_b и проведем линию $d_b = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении в точке B , параметры которой t_b и ϕ_b соответствуют параметрам удаляемого воздуха в зимнее время.

§ 8. ГРАФИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ДЛЯ ЦЕХОВ, ИМЕЮЩИХ ОХЛАЖДАЮЩИЕСЯ ПЕРЕКРЫТИЯ

При наличии охлаждающихся перекрытий в цехах с избытками тепла и влаги, имеющих высоту более 4 м, в некоторых случаях при-

ходится применять двухзональную подачу приточного воздуха с различными параметрами. В верхнюю зону воздух подается с более высокой температурой, чем в нижнюю. Это делают в целях предупреждения конденсации водяных паров на поверхностях охлаждающихся перекрытий.

Известно, что конденсация водяных паров на перекрытии возникает в том случае, если температура его внутренней поверхности τ ниже температуры точки росы. Поэтому во избежание конденсации водяных паров температура внутренней поверхности охлаждающегося перекрытия должна быть выше (не менее чем на 2°) температуры точки росы.

Устранить конденсацию водяных паров можно как правильным выбором параметров воздуха внутри цеха, так и обеспечением соответствующего значения коэффициента теплопередачи перекрытия.

Для стационарных условий теплопередачи через перекрытие можно написать равенство

$$K(t_{вз} - t_{нз}) = \alpha_v(t_{вз} - \tau), \quad (\text{III-37})$$

где K — коэффициент теплопередачи перекрытия;
 $t_{вз}$ — температура воздуха в верхней зоне помещения;
 $t_{нз}$ — расчетная зимняя наружная температура;
 α_v — коэффициент тепловосприятости;
 τ — температура внутренней поверхности перекрытия.

Если температура точки росы воздуха в помещении равна $t_{рос}$, то температура внутренней поверхности перекрытия τ , как об этом было указано выше, должна быть равна $\tau = t_{рос} + 2$. Подставив это значение в выражение III-37 и решив его относительно величины $t_{вз}$, получим искомое значение температуры воздуха, при которой не будет происходить конденсации водяных паров на внутренней поверхности охлаждающегося перекрытия:

$$t_{вз} = \frac{(t_{рос} + 2) \alpha_v + K t_{нз}}{\alpha_v - K} \quad (\text{III-38})$$

Одним из мероприятий по борьбе с конденсацией на поверхности перекрытия является повышение температуры воздуха в рабочей зоне путем подачи в нее приточного воздуха с более высокой температурой.

Рассмотрим построение этого процесса для условий зимнего режима (процесс летнего режима строится обычным путем, описанным в § 7 гл. III).

Исходными данными для построения этого процесса будут являться: $t_{вз}$, определенная по формуле III-38, параметры наружного воздуха — $t_{ва}$ и $\phi_{вз}$, угловой коэффициент луча процесса в помещении $\epsilon_{пз}$, количество вентиляционного воздуха L , определенное расчетом летнего режима, и значение коэффициентов α и β (причем $\alpha = \beta$).

Зная количество выделяющейся влаги в зимнее время $(W + \Sigma G)$ кг/ч, можно определить величину Δd_v :

$$\Delta d_v = \frac{W + \Sigma G}{L} \cdot 10^3.$$

Отложив эту величину в масштабе влагосодержания от абсциссы точки H (рис. 38), характеризующей состояние наружного воздуха, и проведя линию $d_v = \text{const}$ до пересечения с изотермой t_v , получим точку B , определяющую параметры воздуха в верхней зоне помещения. Проведя далее через эту точку луч процесса в помещении до пересечения с лучом подогрева наружного воздуха, получим точку P , определяющую необходимые параметры приточного воздуха.

Количество тепла, потребное для подогрева приточного воздуха, будет равно:

$$Q = L(I_p - I_n).$$

Для определения параметров воздуха в рабочей зоне найдем предварительно величину Δd_p :

$$\Delta d_p = \beta \Delta d_v.$$

Эту величину отложим в масштабе влагосодержания от абсциссы точки H . Проведя линию $d_p = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении, получим точку P , характеризующую параметры воздуха в рабочей зоне. Если эти параметры удовлетворяют требованиям санитарных норм, то на этом расчет зимнего режима можно считать законченным.

В тех случаях, когда полученные таким методом параметры воздуха в рабочей зоне не удовлетворяют требованиям санитарных норм, приходится прибегать к другому мероприятию, заключающемуся в комбинированной (двухзональной) подаче приточного воздуха.

При такой схеме распределения приточного воздуха одна часть его подается в рабочую зону при температуре на 4—6° ниже принятой температуры воздуха в рабочей зоне, а другая часть — в верхнюю зону с температурой 30—35°. Этот воздух, называемый продувочным, предназначается для повышения температуры воздуха в верхней зоне до такой величины t_{v3} , при которой не будет происходить конденсации влаги на поверхности охлаждающегося перекрытия.

Графический расчет воздухообмена при двухзональной подаче приточного воздуха производится следующим образом. Как обычно, его начинают производить с расчета летнего режима, при котором отсутствует охлаждение перекрытия и, следовательно, отпадает необходимость в подаче воздуха при различных температурах. Вследствие этого расчет производят так же, как при однозональной подаче (см. § 7 гл. III).

На основании расчета летнего режима определяют количество вентиляционного воздуха $L_{в}$, которое сохраняется и для зимнего режима. С помощью формулы III-38 определяют температуру удаляемого воздуха $t_{вз}$ и затем строят процесс на $I-d$ -диаграмме.

Исходными данными в этом случае являются параметры наружного воздуха $t_{нв}$ и $\phi_{нв}$, количество вентиляционного воздуха L , угло-

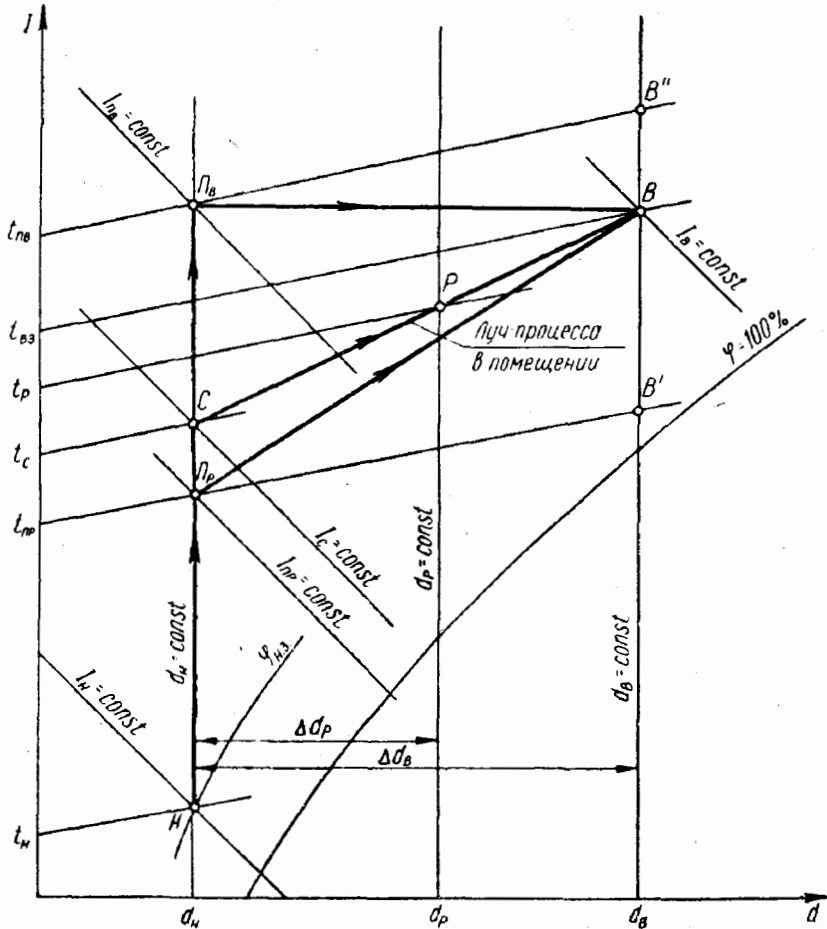


Рис. 39. Графический расчет воздухообмена при двухзональной подаче приточного воздуха

вой коэффициент луча процесса в помещении $\epsilon_{пв}$, коэффициент β и температура продувочного воздуха $t_{пв}$.

Как и в предыдущих случаях, на поле $I-d$ -диаграммы наносят точку H , характеризующую состояние наружного воздуха (рис. 39).

Затем определяют величину $\Delta d_b = \frac{W + \sum G}{L} \cdot 10^3$, которую откла-

дывают в масштабе влагосодержания от абсциссы точки H , и через абсциссу d_b проводят линию $d_b = \text{const}$ до пересечения с изотермой

$t_{вз}$, определенной по формуле III-38. Полученная таким построением точка B будет иметь параметры воздуха, удаляемого из верхней зоны. Через точку B проводят луч процесса в помещении до пересечения с линией $d_n = \text{const}$.

Точка пересечения C при однозональной подаче могла бы характеризовать состояние приточного воздуха. Однако при двухзональной подаче воздуха при различных температурах эта точка может рассматриваться как точка, определяющая параметры смеси воздуха, подаваемого в рабочую и верхнюю зоны.

Чтобы найти температуру воздуха, подаваемого в рабочую зону, следует предварительно определить параметры воздуха в этой зоне. Для этого необходимо найти величину $\Delta d_p = \beta \Delta d_n$ и отложить ее от абсциссы точки H вправо, а затем через полученную точку d_p провести линию $d_p = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении. Полученная точка P будет с достаточным приближением характеризовать параметры воздуха в рабочей зоне.

Принимая температуру приточного воздуха, подаваемого в рабочую зону, $t_{пр} = t_p - (4 \div 6^\circ)$, находим точку P_p , соответствующую параметрам этого приточного воздуха на пересечении изотермы $t_{пр}$ с линией $d_n = \text{const}$.

Далее на пересечении этой же линии ($d_n = \text{const}$) с изотермой $30-35^\circ$ находим точку P_n , определяющую параметры приточного (продувочного) воздуха, который подается в верхнюю зону.

Количество воздуха, подаваемого в рабочую зону, $L_{рз}$ можно найти из пропорции

$$\frac{L}{P_p - P_n} = \frac{L_{рз}}{C - P_n},$$

откуда

$$L_{рз} = \frac{L(C - P_n)}{P_p - P_n}.$$

Количество воздуха, подаваемого в верхнюю зону, составляет:

$$L_{вз} = L - L_{рз}.$$

Количество тепла, потребное для подогрева воздуха, подаваемого в верхнюю зону, равно:

$$Q_{вз} = L_{вз} (I_{пв} - I_n).$$

Количество тепла, потребное для подогрева воздуха, подаваемого в рабочую зону, определится выражением

$$Q_{рз} = L_{рз} (I_{пр} - I_n).$$

Общий расход тепла составит

$$Q = Q_{вз} + Q_{рз}.$$

Сделаем на основе произведенного построения анализ возможных температурных условий в помещении при двухзональной пода-

че приточного воздуха. Выше было сказано, что точка P только приближенно определяет состояние воздуха в рабочей зоне помещения.

Насколько это справедливо, можно установить на основании следующих рассуждений. Если предположить, что продувочный воздух совершенно не влияет на процесс ассимиляции тепла и влаги воздухом, подаваемым в рабочую зону, то процесс изменения состояния этого воздуха будет совершаться по линии $P_p - V'$, а процесс изменения состояния продувочного воздуха — по линии $P_b - V''$. Затем произойдет мгновенное смешивание воздуха, процесс которого изображается линией $V' - V''$, и в результате получится смесь, состояние которой характеризуется точкой V .

Такое объяснение процесса взаимодействия продувочного и вентиляционного воздуха является весьма приближенным. Если предположить, что тот и другой воздух сразу же после поступления в цех смешались, то параметры смеси определились бы точкой C и процесс характеризовался бы лучом $C - V$.

Однако и это объяснение является приближенным, при котором, как и в первом случае, не учитывается постепенное взаимодействие продувочного и вентиляционного (подаваемого в рабочую зону) воздуха и вместе с тем их индивидуальная особенность изменять состояние при ассимиляции тепла и влаги.

Если учитывать взаимодействие продувочного и вентиляционного воздуха, вызываемое турбулентным обменом, а также и указанную выше особенность ассимиляции тепла и влаги на коротком отрезке времени, то более близкий к реальной действительности рассматриваемый процесс можно изобразить двумя самостоятельными лучами $P_b - V$ и $P_p - V$: первый изображает изменение состояния продувочного воздуха, а второй — вентиляционного. При этом конечные фазы изменения состояния как для продувочного, так и для вентиляционного воздуха будут определяться точкой V .

§ 9. ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА ДЛЯ ДВУХ СООБЩАЮЩИХСЯ ПОМЕЩЕНИЙ С РАЗЛИЧНОЙ СТЕПЕНЬЮ ЗАГРЯЗНЕННОСТИ ВОЗДУХА В НИХ

Допустим, что требуется рассчитать воздухообмен для двух смежных помещений A и B (рис. 40), сообщающихся между собой проемом. В обоих помещениях происходит выделение как тепла, так и влаги. В помещении B имеется технологическое оборудование, выделяющее тепло, влагу и вредные пары. От этого оборудования предусматривается устройство местного отсоса.

Поскольку загрязненность воздуха в помещении B больше, чем в помещении A , следует предусмотреть подпор со стороны помещения A во избежание перетекания более загрязненного воздуха через проем из помещения B в помещение A .

Оба помещения оборудуются общеобменной вентиляцией с удалением воздуха из верхней зоны. В помещение A приточный воздух

подается в полном объеме, равном $L_{па}$, а в помещение *Б* объем приточного воздуха складывается из непосредственного притока $L_{пб}$ и воздуха $L_{ра}$, поступающего через проем из помещения *А* с параметрами рабочей зоны его. Количество извлекаемого воздуха из верхней зоны помещения *А* равно $L_{ва} = L_{па} - L_{ра}$. Количество воздуха, извлекаемого из верхней зоны помещения *Б*, равно $L_{вб} = (L_{пб} + L_{ра}) - L_{рб}$.

Такое принятое распределение воздуха будет препятствовать перетеканию более загрязненного воздуха из помещения *Б* в помещение *А*.

Соотношение количества воздуха $L_{ра} : L_{пб} = n$ принимается в зависимости от местных условий.

Обычно расчетным режимом при определении воздухообмена для помещений с избытками тепла и влаги является летний. Поэтому вначале производим построение процесса изменения состояния воздуха для этого режима.

Исходными данными для этого построения являются следующие: параметры наружного воздуха $t_{нл}$ и $\Phi_{нл}$, температуры воздуха в рабочих зонах помещений *А* и *Б* соответственно $t_{ра}$ и $t_{рб}$, угловые коэффициенты лучей процессов изменения состояния воздуха в них ϵ_a и ϵ_b , угловой коэффициент изменения состояния воздуха в местном укрытии ϵ_3 .

Вследствие того что рассматривается случай обычной вентиляции без кондиционирования воздуха, параметры приточного воздуха, подаваемого непосредственно в помещения *А* и *Б*, будут определяться точкой 1 (рис. 41, а), характеризующей состояние наружного воздуха. Через точку 1 проводится луч процесса изменения состояния воздуха в помещении *А*. Точка 2 пересечения этого луча с изотермой $t_{ра}$ будет характеризовать параметры воздуха в рабочей зоне этого помещения.

Температуру воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения *А*, можно с известным приближением найти по формуле

$$t_{ya} = t_{pa} + \psi(h - 1,5), \quad (III-39)$$

где ψ — нарастание температуры на каждый метр выше уровня рабочей зоны;

h — высота расположения вытяжного отверстия;

1,5 — высота рабочей зоны от уровня пола, м.

Значение коэффициента ψ в зависимости от местных условий может колебаться примерно в пределах от 0,5 до 2 град/м.

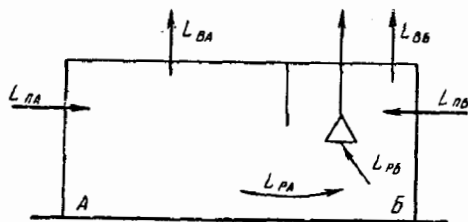


Рис. 40. Принципиальная схема вентиляции двух смежных сообщающихся между собой помещений с различной степенью загрязненности воздуха

Точка 3 пересечения луча процесса с изотермой t_{ya} будет определять параметры воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения А.

Так как общее количество приточного воздуха, поступающего в помещение Б, складывается из непосредственного притока $L_{пб}$ (с параметрами точки 1) и воздуха в количестве L_{pa} (с параметра-

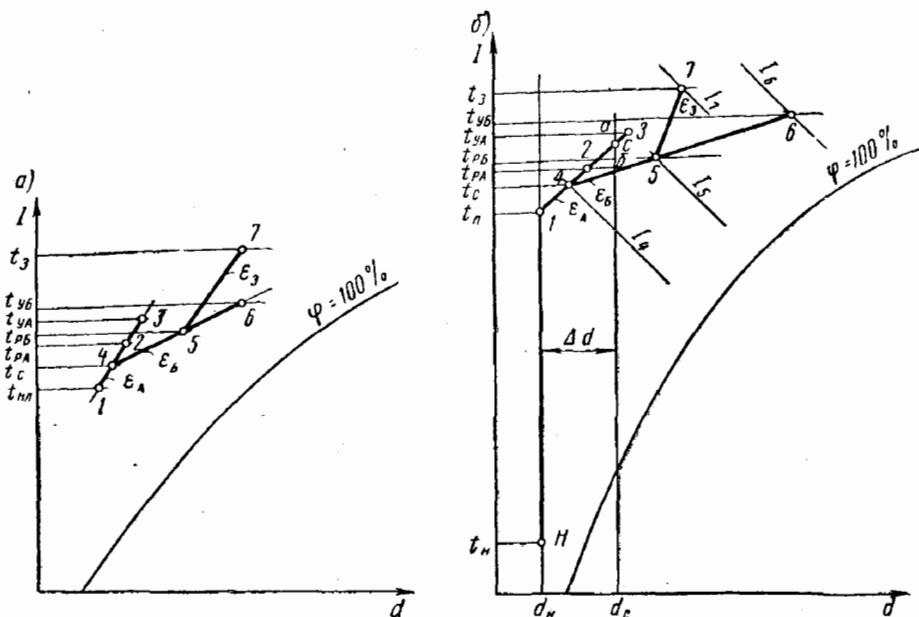


Рис. 41. Построение процесса летнего (а) и зимнего (б) режимов вентиляции

ми точки 2), поступающего через проем из помещения А, то параметры смеси этого воздуха можно найти из пропорции при условии, что задано отношение $\frac{L_{pa}}{L_{пб}} = n$. Тогда имеем

$$\frac{L_{pa}}{L_{пб}} = n = \frac{4-1}{4-2}, \quad (\text{III-40})$$

или

$$\frac{4-1}{4-2} = \frac{(1-2) - (4-2)}{4-2} = n,$$

откуда

$$4-2 = \frac{1-2}{n+1}. \quad (\text{III-41})$$

Отложив от точки 2 длину отрезка 4-2, получим положение искомой точки 4, характеризующей состояние смеси приточного воздуха, поступающего в помещение Б. Через точку 4 проводим луч

процесса изменения состояния воздуха в помещении B с угловым коэффициентом ϵ_6 . Точка 5 пересечения этого луча с изотермой t_{p6} будет характеризовать состояние воздуха в рабочей зоне помещения B .

По формуле III-39 определяется температура воздуха t_{y6} , удаляемого из верхней зоны помещения B . Точка 6 пересечения направления луча процесса изменения состояния воздуха с изотермой t_{y6} определяет состояние воздуха, удаляемого из верхней зоны этого помещения.

Поскольку в местное укрытие воздух поступает с параметрами рабочей зоны, характеризуемыми точкой 5, то через эту точку проводится луч процесса изменения состояния воздуха в укрытии. Точка 7 пересечения этого луча с заданной изотермой уходящего воздуха из укрытия t_3 определяет параметры воздуха, удаляемого из укрытия.

Если величина $\Sigma Q_{пу}$ является полным количеством тепла, выделяющимся в укрытии, то количество воздуха, удаляемого через это укрытие, будет равно:

$$L_{p6}^- = \frac{\Sigma Q_{пу}}{I_7 - I_5} \text{ [кг/ч]}.$$

Количество тепла, удаляемого из помещения B с воздухом, поступающим в укрытие, определится выражением

$$Q_{p6}^- = L_{p6}^- (I_5 - I_4) \text{ [ккал/ч]}.$$

Если полное количество тепла, выделяющееся в помещении B , равно $\Sigma Q_{пб}$, то количество воздуха, удаляемого из верхней зоны, можно найти из выражения

$$L_{вб} = \frac{\Sigma Q_{пб} - Q_{p6}^-}{I_6 - I_4} \text{ [кг/ч]}.$$

Таким образом, полное количество воздуха, подаваемого и удаляемого из помещения B , будет равно:

$$L_{o6} = L_{p6}^- + L_{вб} \text{ [кг/ч]}.$$

Количество воздуха, поступающего через проем из рабочей зоны помещения A в помещение B , равно:

$$L_{pa}^- = L_{o6} - L_{пб} \text{ [кг/ч]} \quad \text{(III-42)}$$

Решив совместно уравнения III-40 и III-42, получим:

$$L_{пб} = \frac{L_{o6}}{n + 1} \text{ [кг/ч]};$$

$$L_{pa} = L_{o6} \frac{n}{n + 1} \text{ [кг/ч]}.$$

Количество тепла, удаляемого из рабочей зоны помещения *A* с воздухом, перетекающим через проем в помещение *B*, будет равно

$$Q_{pa} = L_{pa}(I_2 - I_1) \text{ [ккал/ч]}.$$

Если полное тепловыделение в помещении *A* равно $\Sigma Q_{па}$, то количество воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения, составит:

$$L_{ва} = \frac{\Sigma Q_{па} - Q_{pa}}{I_3 - I_1} \text{ [кг/ч]}.$$

Таким образом, общее количество вентиляционного воздуха для помещения *A* будет равно:

$$L_{oa} = L_{pa} + L_{ва} = L_{па} \text{ [кг/ч]}.$$

Рассмотрим далее построение процесса изменения состояния воздуха в этих помещениях при зимнем режиме.

Исходными данными к этому построению являются параметры наружного воздуха (t_n и φ_n), параметры воздуха в рабочих зонах помещений и угловые коэффициенты лучей процессов изменения состояния воздуха в этих помещениях, а также в укрытиях.

Количество воздуха, определенное расчетом летнего режима, сохраняется постоянным и для зимнего режима.

Построение процесса зимнего режима начинаем с нанесения на *I-d*-диаграмму (рис. 41, б) точки *H*, характеризующей состояние наружного воздуха. Если влаговыведения в помещении *A* в зимнее время равны ΣW , то среднее влагосодержание воздуха, удаляемого из верхней и нижней зон, будет равно:

$$d_{cp} = d_n + \frac{\Sigma W}{L_{па}} \cdot 10^3 \text{ [г/кг сух. возд]}.$$

По формуле III-39 определяем температуры t_{ya} воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения *A*.

Проводя линию $d_c = \text{const}$ до пересечения с изотермами t_{ya} и t_{pa} соответственно в точках *a* и *b*, на основании пропорции определим положение точки *c*:

$$\frac{L_{па}}{ab} = \frac{L_{ва}}{bc},$$

откуда

$$bc = ab \frac{L_{ва}}{L_{oa}}.$$

Отложив от точки *b* на линии $d_c = \text{const}$ отрезок *bc*, получим точку *c*, характеризующую средние параметры удаляемого воздуха. Через эту точку проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении *A*, а через точку *H* — луч подогрева приточного воздуха. Точка их пересечения *I* определяет параметры приточного

воздуха в зимнее время. Точка 2 пересечения направления луча процесса ϵ_a с изотермой t_{pa} характеризует параметры воздуха в рабочей зоне, а точка 3 пересечения этого луча с изотермой t_{ya} определяет состояние воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения А.

Для определения точки 4 смеси приточного воздуха, поступающего в помещение Б, воспользуемся пропорцией

$$\frac{L_{об}}{1-2} = \frac{L_{пб}}{2-4},$$

откуда

$$2-4 = (1-2) \frac{L_{пб}}{L_{об}}.$$

Отложив от точки 2 длину отрезка 2—4, получим положение искомой точки 4.

Далее через точку 4 проводим луч процесса изменения состояния воздуха ϵ_b в помещении Б. Точка 5 пересечения этого луча с изотермой t_{pb} определяет состояние воздуха в рабочей зоне помещения Б.

Количество тепла, удаляемого из рабочей зоны этого помещения, составит:

$$Q_{pb} = L_{pb}(I_5 - I_4) \text{ [ккал/ч]}.$$

Если общее количество полного тепла, выделяющегося в помещении Б, составляет $\Sigma Q_{пб}$, то количество тепла, удаляемого из верхней зоны, будет равно:

$$Q_{вб} = \Sigma Q_{пб} - Q'_{pb} \text{ [ккал/ч]}.$$

Теплосодержание воздуха, удаляемого из верхней зоны, в этом случае будет равно:

$$I_6 = I_4 + \frac{Q_{вб}}{L_{вб}} \text{ [ккал/кг сух. возд]}.$$

Точка пересечения $I_6 = \text{const}$ с направлением луча процесса ϵ_b определяет состояние воздуха, удаляемого из верхней зоны помещения Б.

Через точку 5 проводится луч процесса изменения состояния воздуха в укрытии ϵ_a до пересечения с линией $I_7 = \text{const}$ в точке 7, характеризующей состояние воздуха, удаляемого из укрытия. Значение величины I_7 можно определить из выражения

$$I_7 = I_5 + \frac{\Sigma Q_{ny}}{L_{pb}} \text{ [ккал/кг сух. возд]}.$$

В заключение следует заметить, что отсутствие точных данных о распределении температуры и влагосодержания по высоте помещения придает изложенному методу расчета приближенный характер.

§ 10. ПРИМЕНЕНИЕ ПСИХРОМЕТРИЧЕСКОЙ ДИАГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ВОЗДУХООБМЕНА В ПОМЕЩЕНИЯХ С ИЗБЫТОЧНЫМ ТЕПЛОМ И ВЛАГОЙ

Выше было показано (см. гл. I, § 10), что угловой коэффициент ψ в психрометрической диаграмме определяется следующим выражением:

$$\psi = 1 - \frac{597,4}{\Delta I / \Delta d} = 1 - \frac{597,4}{\varepsilon}. \quad (a)$$

Здесь ε — угловой коэффициент луча процесса при изображении его на $I-d$ -диаграмме, который, как известно, определяется по формуле III-27 (см. гл. III, § 3):

$$\varepsilon = \frac{Q_T + W t_w + \sum Gi + Q_{от} - Q_{п}}{W + \sum G}. \quad (6)$$

Подставив в формулу (а) выражение углового коэффициента ε , после несложных преобразований получим:

$$\psi = \frac{(Q_T + W t_w + \sum Gi + Q_{от} - Q_{п}) - 597,4(W + \sum G)}{Q_T + W t_w + \sum Gi + Q_{от} - Q_{п}}. \quad (III-43)$$

Необходимое количество вентиляционного воздуха можно определить по формуле

$$L = \frac{Q_T + W t_w + \sum Gi + Q_{от} - Q_{п}}{I_2 - I_1} \quad [кг/ч]. \quad (III-44)$$

Пример. Определить количество вентиляционного воздуха для помещения, в котором происходит выделение тепла и влаги. Количество явного тепла в помещении составляет $Q_T = 20\,000$ ккал/ч, количество испаряющейся влаги $W = 25$ кг/ч при температуре воды $t_w = +19^\circ$; количество выделяющегося пара $G = 20$ кг/ч при теплосодержании $i = 640$ ккал/кг. Внутренняя температура $t_{в} = +22^\circ$; относительная влажность воздуха внутри помещения $\varphi_{в} = 70\%$; наружная температура $t_{нв} = -15^\circ$; $\varphi_{нв} = 80\%$.

Расчет нужно произвести для случая включенного отопления ($Q_{п} = Q_{от}$).

Обработка приточного воздуха должна заключаться только в его подогреве.

Решение. Величину углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха в помещении определяем из выражения III-43 при условии $Q_{от} = Q_{п}$:

$$\psi = \frac{(20\,000 + 25 \cdot 19 + 20 \cdot 640) - 597,4(25 + 20)}{20\,000 + 25 \cdot 19 + 20 \cdot 640} = 0,2$$

Через точку 2 (рис. 42), характеризующую состояние внутреннего воздуха, проводим луч процесса в помещении с угловым коэффициентом $\psi = 0,2$.

Если состояние наружного воздуха определяется на диаграмме точкой 3, то, проводя через нее луч подогрева с угловым коэффициентом $\psi = -1$ до пересечения с направлением луча процесса в помещении, получим точку 1, параметры которой соответствуют параметрам приточного воздуха: $t_e = 15,9^\circ$; $t_m = 4,8^\circ$; $t_p = -18^\circ$.

При помощи масштабной линейки определяем расстояние между линиями $t_m = \text{const}$, проходящими через точки 2 и 1, а следовательно, и разность тепло-содержаний $I_2 - I_1 = 8,1$ ккал/кг. Количество вентиляционного воздуха определяется по формуле III-44.

$$L = \frac{20\,000 + 25 \cdot 19 + 20 \cdot 640}{8,1} = 4130 \text{ кг/ч.}$$

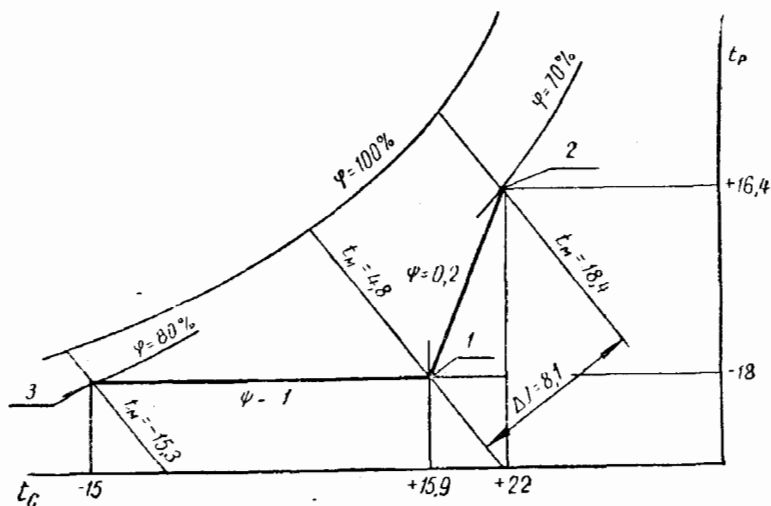


Рис. 42. Графический расчет воздухообмена при помощи психрометрической диаграммы

ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ О КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА

§ 1. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА
В ЛЕТНИЙ И ЗИМНИЙ ПЕРИОДЫ

Известно, что термодинамическое состояние воздушной среды в помещении изменяется в результате поступления в нее водяного пара и тепла. Если по условиям технологических и биологических процессов, протекающих в помещении, требуется поддерживать определенные параметры воздуха, то в этих случаях приходится предусматривать устройство кондиционирования воздуха.

Кондиционирование воздуха является высшей ступенью развития вентиляционной техники; все относящиеся сюда мероприятия дают возможность поддерживать в помещении определенное состояние воздуха независимо от изменения внешних факторов (погода, время года) и внутренних (изменение тепло- и влаговыделений в помещении).

В совокупности под кондиционированием воздуха понимают нагревание или охлаждение, увлажнение или осушение, очистку, дезодорацию и ионизацию воздуха. В настоящей главе рассмотрены только те случаи кондиционирования, которые связаны с тепло-влажностной обработкой приточного воздуха.

Проанализируем с помощью $I-d$ -диаграммы необходимость в кондиционировании воздуха для различных расчетных режимов при условии поддержания в помещении заданных параметров внутреннего воздуха.

Летний режим. Допустим, что точка B (рис. 43) соответствует заданному состоянию воздуха в помещении, точка $П$ — состоянию приточного воздуха, точка H — состоянию наружного.

В целях упрощения дальнейших рассуждений примем прямооточную схему обработки воздуха (т. е. без применения рециркуляции), при которой весь приточный воздух будет забираться снаружи, обладая при этом состоянием, соответствующим точке H . Взаимное положение точек H и $П$, как это видно из рис. 43, показывает, что наружный воздух имеет более высокое тепло- и влагосодержание, нежели при заданном состоянии приточного воздуха (точка $П$).

Следовательно, для того чтобы получить приточный воздух с параметрами точки $П$, необходимо наружный воздух подвергнуть соответствующей тепловлажностной обработке, чтобы наружный воздух понизил влагосодержание на величину Δd , а теплосодержание — на величину ΔI (т. е. он должен быть охлажден и осушен).

Зимний режим. Примем, что точка B (рис. 44) определяет заданное состояние внутреннего воздуха, точка $П$ — приточного,

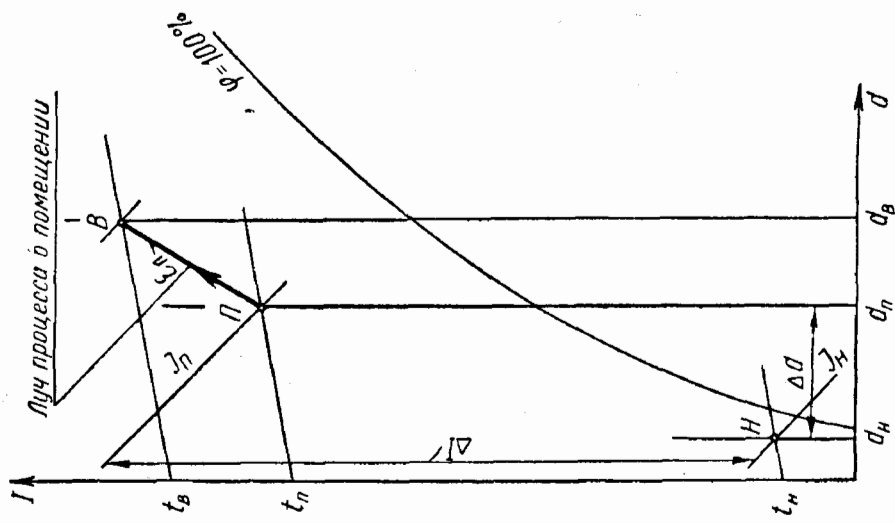


Рис. 44. Зимний режим

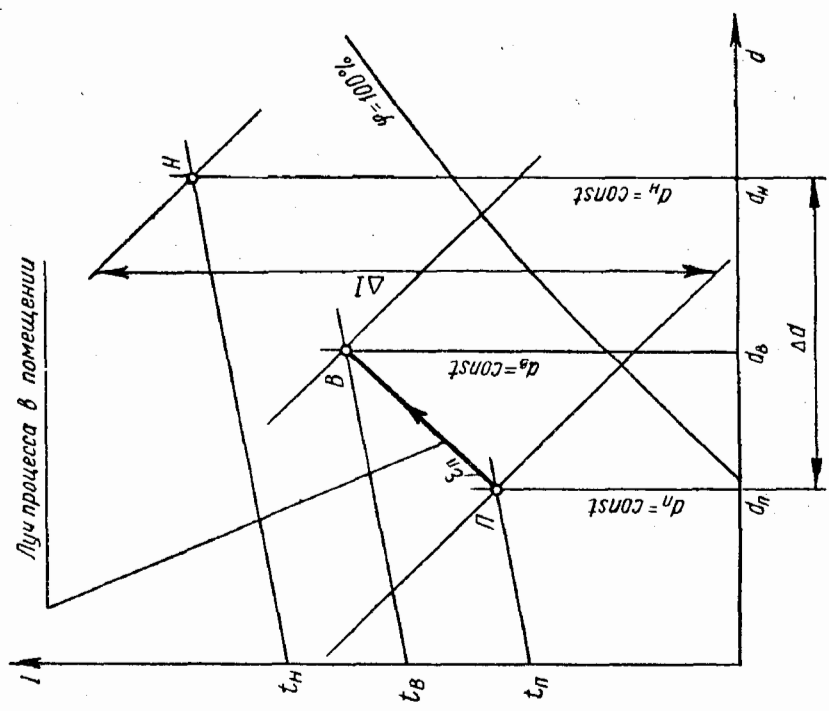


Рис. 43. Летний режим

точка H — наружного, а линия $P - B$ является лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении.

Допустим, что в зимнее время, так же как и летом, применяется прямоточная схема. Из рис. 44 видно, что для получения заданного состояния приточного воздуха, отвечающего параметрам точки P , необходимо в процессе обработки наружного воздуха повысить его влагосодержание на величину Δd , а теплосодержание — на величину ΔI (т. е. нагреть и увлажнить).

Итак, на основании изложенного видно, что для поддержания постоянных параметров воздуха в помещении требуется в летнее время охлаждать и осушать его, а зимой — увлажнять и нагревать.

Такая тепловлажностная обработка воздуха обычно производится в специальных аппаратах, называемых кондиционерами.

Основные принципы работы кондиционирующих устройств описаны ниже.

§ 2. МЕТОДЫ ОХЛАЖДЕНИЯ И НАГРЕВАНИЯ, ОСУШЕНИЯ И УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА, ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В ТЕХНИКЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Воздух охлаждают с помощью специальных теплообменных аппаратов — воздухоохладителей, которые бывают двух типов: поверхностные «сухие» и «мокрые». В «сухих» поверхностных охладителях воздух приходит в контакт с охлаждающей поверхностью гладких или ребристых труб, через которые пропускаются холодная вода, рассол или холодильный агент. В «мокрых» воздухоохладителях воздух охлаждается при соприкосновении его с каплями холодной воды (которая разбрызгивается с помощью форсунок в специальной камере) или со смоченной поверхностью слоя фарфоровых или металлических колец, орошаемых холодной водой или рассолом. В некоторых случаях для охлаждения воздуха используют натуральный дробленый лед, через слой которого пропускается охлаждаемый воздух.

Воздух может охлаждаться только в том случае, когда температура охлаждающих поверхностей будет ниже его температуры. Если температура поверхности «сухого» воздухоохладителя ниже температуры охлаждаемого воздуха по сухому термометру, но выше температуры точки росы, то процесс охлаждения происходит при постоянном влагосодержании; от воздуха отводится только явное тепло, вследствие чего его температура будет понижаться. Если же температура поверхности «сухого» воздухоохладителя ниже температуры точки росы, то процесс охлаждения уже не протекает по линии $d = \text{const}$, а станет сопровождаться конденсацией водяных паров из воздуха. В этом случае воздух будет не только охлаждаться, но и осушаться.

При непосредственном контакте воздуха с капельками разбрызгиваемой воды или смоченной поверхностью колец изменение со-

стояния его будет зависеть от температуры воды. Если температура воды ниже температуры воздуха по мокрому термометру, но выше температуры точки росы, то температура воздуха, приходящего в соприкосновение с водой, будет понижаться. При этом вследствие происходящего испарения воды содержание влаги в воздухе будет увеличиваться, а теплосодержание его будет понижаться. Последнее объясняется тем, что количество скрытого тепла, поступающего в воздух с водяными парами, меньше количества явного тепла, отданного воздухом при соприкосновении с водой.

Когда температура воды ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха, будет происходить охлаждение и осушение его точно так же, как и при контакте воздуха с твердыми охлаждающими поверхностями. Когда температура охлаждающей воды равна температуре точки росы, то охлаждение не насыщенного водяными парами воздуха могло бы происходить без выпадения конденсата или увлажнения воздуха, т. е. происходил бы чистый теплообмен без влагообмена. Последнее легко можно объяснить с помощью $I-d$ -диаграммы. Если обратиться к рис. 45, на котором точка 1 соответствует начальному состоянию охлаждаемого воздуха, а точка 2 — состоянию воздуха в пограничном слое над поверхностью капль или пленки воды, имеющей температуру $t_2 = t_p$, то видно, что процесс охлаждения воздуха изображается прямой 1—2, направленной по линии $d = \text{const}$.

Наличие разности температур $\Delta t = t_1 - t_2$ вызывает явный теплообмен между воздухом и водой. Что же касается влагообмена, то отсутствие потенциала переноса влаги ($\Delta p = p_2 - p_1 = 0$) исключает какой-либо перенос влаги.

При температуре разбрызгиваемой воды (пленки), равной температуре мокрого термометра, охлаждаемый воздух, приходя в соприкосновение с поверхностью воды, будет отдавать явное тепло, и температура его будет понижаться. Однако температура воды, несмотря на происходящий теплообмен, будет в этом случае оставаться постоянной и равной температуре мокрого термометра (так как тепло, отданное воздухом, полностью расходуется на испарение влаги, которая, поступая в парообразном состоянии в воздух, возвращает ему это тепло, но только в скрытом виде). Таким образом, в этом случае воздух понижает свою температуру, отдавая явное тепло при соприкосновении с водой, и вместе с тем увлажняется.

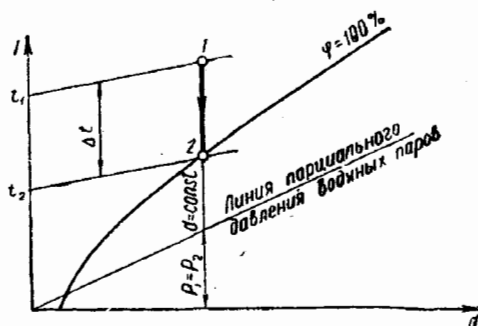


Рис. 45. Охлаждение воздуха, происходящее при $d = \text{const}$

Теплосодержание воздуха в этом процессе сохраняется почти постоянным, поэтому такие процессы тепло- и влагообмена принято называть адиабатическими.

Изложенное наглядно иллюстрирует рис. 46, на котором точка 1 характеризует начальное состояние воздуха. Значение углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха при контакте с водой, имеющей температуру, равную t_m , согласно выражению (I-69), будет равно $\varepsilon = t_m$. Проведя через точку 1 луч процесса с угловым коэффициентом $\varepsilon = t_m$ до пересечения с линией $\varphi = 100\%$, получим точку 2, изотерма которой соответствует температуре мокрого термометра t_{m1} . При теоретическом процессе точка 2 определяет конечное состояние воздуха после его контакта с водой.

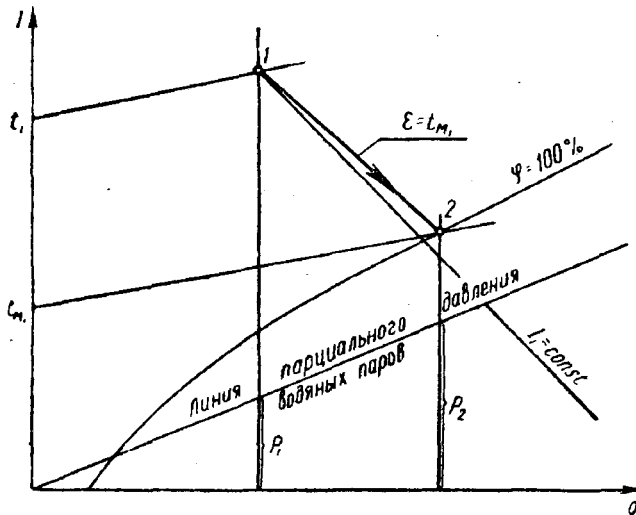


Рис. 46. Адиабатический процесс обработки воздуха

Анализируя сделанное построение, можно констатировать, что при малых значениях t_m процесс будет настолько близок к адиабатическому, что без особой погрешности можно принимать $\varepsilon = t_{m1} = 0$, т. е. будем считать, что изменение состояния воздуха совершается по прямой $I = \text{const}$ (как это обычно принимается в практических расчетах кондиционирования воздуха). Потенциалом переноса тепла в этом случае является $\Delta t = t_1 - t_{m1}$, а потенциалом переноса влаги $\Delta p = p_2 - p_1$.

Принцип рассмотренного адиабатического процесса широко используется для снижения температуры приточного воздуха в летнее время в районах с пониженной относительной влажностью наружного воздуха.

Последнее объясняется тем, что чем меньше влажность наружного воздуха, тем на большее число градусов можно снизить его температуру, применяя адиабатический процесс. Однако при этом надо иметь в виду, что в результате такой обработки воздух при-

нимает относительную влажность, близкую к 100%. Поэтому использовать такой приточный воздух можно только для помещений со значительным выделением в них явного тепла и незначительным выделением влаги.

Увлажнять воздух можно путем разбрызгивания воды при температуре, значительно превышающей температуру увлажняемого воздуха по сухому термометру. В этом случае испарение влаги будет происходить за счет тепла остывающих при соприкосновении с воздухом капель воды. Наличие разности температур между капельками воды и воздухом будет вызывать явный теплообмен, сопровождающийся повышением температуры воздуха. Полное теплосодержание воздуха увеличится по сравнению с начальным как за счет явного, так и скрытого тепла, перенесенного в воздух вместе с водяным паром.

В некоторых случаях воздух увлажняют путем непосредственно подмешивания к нему водяного пара. Выше было показано (см. выражение I-35), что этот процесс характеризуется угловым коэффициентом $\varepsilon = i_{\text{п}}$ (где $i_{\text{п}}$ — теплосодержание водяного пара). Величина $i_{\text{п}}$ при нормальном барометрическом давлении и температуре 100° имеет величину 639 ккал/кг. При таком значении ε процесс увлажнения будет сопровождаться весьма незначительным повышением температуры воздуха.

При использовании для целей увлажнения перегретого пара можно значительно повысить температуру воздуха и тем самым избежать необходимости в специальном устройстве для дополнительного подогрева воздуха. Однако следует заметить, что пар для целей кондиционирования воздуха применяется весьма редко из-за свойственного ему неприятного специфического запаха.

Охлаждать и увлажнять воздух можно также с помощью перегретой воды. Принцип охлаждения воздуха в этом случае основан на использовании эффекта испарения при вскипании распыляемой перегретой воды. Расход тепла на парообразование в этом случае, как показали исследования, превышает теплосодержание разбрызгиваемой перегретой воды, вследствие чего недостающее количество тепла возмещается за счет явного тепла воздуха, температура которого при этом понижается. Испарившаяся вода поступает в воздух и повышает его влагосодержание.

Нагревать воздух можно с помощью калориферов, в которых нагревающей поверхностью служат гладкие или оребренные трубы. Процесс нагревания воздуха в калорифере, как это известно из предыдущего, протекает при постоянном влагосодержании. Однако с повышением температуры воздуха его относительная влажность падает.

Иногда для осушения воздуха применяют твердые или жидкие влагопоглощающие вещества. Процесс осушения в случае применения влагопоглощающих веществ обычно сопровождается повышением температуры осушаемого воздуха вследствие перехода скрытого тепла (при конденсации водяных паров) в явное.

§ 3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ВОЗДУХА С ВОДОЙ

В практике кондиционирования воздуха для целей охлаждения и осушения довольно широко распространены аппараты, работающие при непосредственном контакте воздуха с водой.

Для подобных аппаратов при отсутствии потерь тепла в окружающую среду должен существовать тепловой баланс между количеством тепла, отданным воздухом, и количеством тепла, воспринятым водой, т. е.

$$L(I_1 - I_2) = W(t_{кв} - t_{нв}), \quad (IV-1)$$

где L — количество воздуха, приходящее в контакт с охлаждающей водой, кг/ч;

I_1, I_2 — начальное и конечное теплосодержание воздуха, ккал/кг сух. возд;

W — количество воды, приходящее в контакт с воздухом, кг/ч;

$t_{нв}$ — начальная температура воды;

$t_{кв}$ — конечная температура воды.

Выражение IV-1 можно представить в виде

$$I_1 - I_2 = \frac{W}{L}(t_{кв} - t_{нв}). \quad (IV-2)$$

Отношение $W : L$ в технике кондиционирования воздуха называют коэффициентом орошения, представляющим собой количество разбрызгиваемой воды, приходящееся на 1 кг сухого воздуха. Если величину этого отношения обозначить через μ , то выражение IV-2 будет иметь вид:

$$I_1 - I_2 = \mu(t_{кв} - t_{нв}). \quad (IV-3)$$

В § 2 настоящей главы указывалось, что теплообмен между воздухом и водой может происходить как при непосредственном контакте воздуха с водой, так и при соприкосновении воздуха с охлаждающей твердой поверхностью гладких или оребренных труб. Непосредственный контакт воздуха с водой является более общим случаем, так как теплообмен здесь почти всегда сопровождается влагообменом. Явление влагообмена во втором случае возможно лишь тогда, когда температура охлаждающей поверхности ниже температуры точки росы.

Отличительной особенностью явного теплообмена является то, что он происходит только под влиянием разности температур, тогда как скрытый теплообмен (происходящий в результате испарения или конденсации) обусловлен наличием разности парциальных давлений у поверхности жидкости и в окружающем воздухе.

В общем случае полное количество обмененного тепла между воздухом и водой можно выразить в следующей дифференциальной форме [Л. 22]:

$$dQ_o = dQ_{\text{я}} + dQ_c, \quad (\text{IV-4})$$

где dQ_o — общее количество тепла;
 $dQ_{\text{я}}$ — количество явного тепла;
 dQ_c — количество скрытого тепла.

Теплообмен в кондиционерах (в общем случае) происходит тремя путями: конвекцией, излучением и испарением или конденсацией влаги.

Теплообмен излучением в кондиционерах, работающих при скорости воздуха 2—3 м/сек, незначителен (по данным исследований Зворыкина), вследствие чего практически им можно пренебречь. Таким образом, под явным теплообменом, происходящим в кондиционерах, в дальнейшем будем подразумевать только тепло, переданное конвекцией.

Если рассматривать конвективный теплообмен, происходящий на бесконечно малом элементе поверхности dF , то количество тепла, переданного путем конвекции, будет определяться следующим выражением:

$$dQ_{\text{я}} = Lc_p dt = \alpha_k (t - t_{\text{п}}) dF, \quad (\text{IV-5})$$

где c_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, ккал/кг · град;

α_k — коэффициент конвективного теплообмена, ккал/м² ч · град;

t — температура воздуха, град;

$t_{\text{п}}$ — температура охлаждающей поверхности (капелек воды или твердой поверхности), град;

dF — поверхность теплообмена, м².

Условимся в дальнейшем считать положительным такое направление потока тепла в уравнении IV-5, при котором он направлен от воздуха к воде.

Величина α_k является функцией ряда факторов, из которых основным является скорость воздуха. Для локальных капель, омываемых воздухом, величину α_k определяют из выражения II-27.

Разность парциальных давлений водяного пара у поверхности капли воды и в воздухе, приходящем с ней в соприкосновение, обуславливает возникновение процесса влагообмена. Количество обмененной влаги при контакте воздуха с поверхностью dF (капелек воды) можно выразить при нормальном барометрическом давлении уравнением II-4, написанным в дифференциальной форме:

$$dW = Ld \left(\frac{d}{1000} \right) = \beta' (p - p_{\text{п}}) dF, \quad (\text{IV-6})$$

где β' — коэффициент влагообмена;

p — парциальное давление водяных паров в основной массе воздуха;

$p_{\text{п}}$ — парциальное давление водяных паров в пограничном слое воздуха у поверхности воды.

В дальнейшем будет удобнее пользоваться не разностью парциальных давлений, а разностью влагосодержаний.

Так как обычно кондиционеры работают с температурой воздуха до 20°, для этих температур можно приближенно принимать

$$\frac{p - p_n}{d - d_n} = A \approx \text{const.}$$

В этом случае величину β' следует заменить величиной $\beta'' = \beta' A$.

Приняв это допущение, выражение IV-6 можно переписать в следующем виде:

$$dW = Ld \left(\frac{d}{1000} \right) = \beta'' \left(\frac{d - d_n}{1000} \right) dF, \quad (\text{IV-7})$$

где d — влагосодержание в основной массе воздуха;

d_n — влагосодержание воздуха в пограничном слое, которое принимается при температуре поверхности воды и полном насыщении воздуха водяными парами.

Количество скрытого тепла, обмененного между воздухом и водой, будет равно:

$$dQ_c = r dW = Lr d \left(\frac{d}{1000} \right) = \beta'' \left(\frac{d - d_n}{1000} \right) r \cdot dF, \quad (\text{IV-8})$$

где $r = 597,4 - 0,57 t$ — теплота испарения, ккал/кг.

Подставив выражения IV-5 и IV-8 в уравнение IV-4 и вынеся за скобки величину β'' , будем иметь:

$$\begin{aligned} dQ_o &= LdI = \alpha_k (t - t_n) \cdot dF + \beta'' r \left(\frac{d - d_n}{1000} \right) dF = \\ &= \beta'' \left[\frac{\alpha_k}{\beta''} (t - t_n) + r \left(\frac{d - d_n}{1000} \right) \right] dF. \end{aligned} \quad (\text{IV-9})$$

Исследованиями установлено, что при испарении жидкости в условиях турбулентного движения отношение $\alpha_k : \beta''$ с достаточным приближением можно принимать равным величине теплоемкости влажного воздуха [Л. 57], т. е.

$$\frac{\alpha_k}{\beta''} \approx c_p = 0,24 + 0,43 \frac{d}{1000}. \quad (\text{IV-10})$$

Для условий ламинарного движения на основе тех же исследований это отношение можно принять равным

$$\frac{\alpha_k}{\beta''} = 0,92 c_p. \quad (\text{IV-11})$$

Исследования показали также, что отношение $\alpha_k : \beta''$ зависит от интенсивности теплообмена между воздухом и водой. В условиях сравнительно небольшой интенсивности теплообмена, происходящего в кондиционерах, в которых температура воды изменяется в

пределах до 5° , это отношение с достаточным для практических условий приближением можно принимать равным теплоемкости влажного воздуха, не усложняя вывода поправками, так как до настоящего времени зависимости, определяющие коэффициенты α_k и β'' , еще недостаточно изучены.

Подставив значения α_k : $\beta'' = c_p$ и величину r в раскрытом виде в выражение IV-9, после соответствующих преобразований получим:

$$\begin{aligned} dQ_0 &= L dI = \beta'' \left[c_p (t - t_n) + r \left(\frac{d - d_n}{1000} \right) \right] dF = \\ &= \beta'' \left[\left(0,24t + 0,43t \frac{d}{1000} + 597,4 \frac{d}{1000} \right) - \left(0,24t_n + 0,43t_n \frac{d_n}{1000} + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + 597,4 \frac{d_n}{1000} \right) - 0,57 \frac{d - d_n}{1000} t_n \right] dF. \end{aligned} \quad (IV-12)$$

Анализ выражения IV-12 показывает, что суммы членов, находящихся в круглых скобках правой части уравнения, представляют собой соответственно теплосодержание воздуха перед контактом его с водой I и теплосодержание воздуха после контакта его с водой I_n .

В теоретических условиях тепло- и влагообмена величина I_n должна соответствовать температуре поверхности воды t_n и состоянию полного насыщения d_n .

Слагаемое $- \left(0,57 \frac{d - d_n}{1000} t_n \right)$ в правой части уравнения IV-12 представляет собой теплосодержание испарившейся или сконденсировавшейся влаги, учитывающее теплоту перегрева водяных паров. Так как эта величина весьма незначительна по сравнению с разностью теплосодержаний $(I - I_n)$, то ею без особой погрешности можно пренебречь. В этом случае уравнение IV-12 можно переписать в следующем виде:

$$dQ_0 = L dI = \beta'' (I - I_n) dF = \beta'' \Delta I dF. \quad (IV-13)$$

Выражение IV-13 является основным дифференциальным уравнением теплообмена, происходящего при непосредственном контакте воздуха с водой. Однако это уравнение характеризует процесс теплообмена между воздухом и водой только с количественной стороны, так как с помощью его можно определить лишь теплосодержание воздуха после обработки его водой.

§ 4. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ЕГО С ВОДОЙ

Практические расчеты кондиционирования воздуха обычно связаны с необходимостью построения на $I - d$ -диаграмме процессов изменения состояния воздуха при контакте его с водой или твердой («сухой») охлаждающей поверхностью.

Для того чтобы установить характер линии, изображающей процесс в координатах $I-d$, разделим выражение IV-13 на IV-7. В результате получим дифференциальное уравнение изменения состояния воздуха:

$$\frac{dI}{d\left(\frac{d}{1000}\right)} = \frac{I - I_{\Pi}}{d - d_{\Pi}} \quad (\text{IV-14})$$

Если бы в процессе тепло- и влагообмена параметры I_{Π} и d_{Π} оставались постоянными, то это выражение стало бы уравнением прямой, проходящей через точки с параметрами I, d и I_{Π}, d_{Π} . В реальных условиях температура охлаждающей поверхности не является постоянной, а изменяется вследствие нагревания воды за счет происходящего теплообмена.

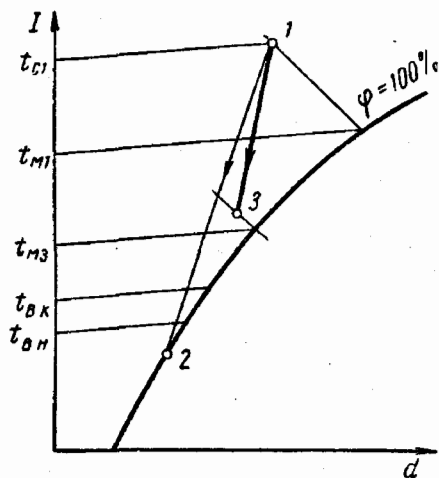


Рис. 47. Процессы охлаждения и осушения воздуха

Единственным случаем сохранения постоянной температуры поверхности тепло- и влагообмена является адиабатический процесс, при котором температура воды (см. выражение I-69) равна температуре мокрого термометра.

Так как в условиях политропических процессов I_{Π} и d_{Π} не являются постоянными (t_{Π} в процессе теплообмена непрерывно изменяется), то выражение IV-14 будет являться уравнением кривой, причем кривизна этой линии зависит от изменения величины t_{Π} и взаимного направления воздуха и воды. Однако в реальных камерах орошения при непосредственном контакте между воздухом и водой не представляется возможным установить взаимное направление воздуха и охлаждающей воды, так как в них в чистом виде ни параллельного тока, ни противотока практически не существует.

Наблюдениями установлено, что в теплообменных аппаратах с непосредственным контактом между воздухом и водой температура воды за счет происходящего теплообмена повышается обычно не больше чем на $4-5^{\circ}$. В этой связи с достаточным для практических расчетов приближением кривизной линии процесса можно пренебречь и считать, что процесс совершается по закону прямой $I-2$ (рис. 47), проходящей через точку 1, соответствующую начальному состоянию воздуха, и точку 2 на пограничной кривой в месте пересечения ее с изотермой, соответствующей температуре воды $t_{в}$.

Значение $t_{в}$ в соответствии с исследованиями, проведенными А. А. Гоголиным в 1940 г., в среднем определялось точкой, лежащей

шей на кривой $\varphi = 100\%$ и имевшей температуру, равную температуре воды после контакта ее с воздухом (т. е. конечную температуру воды t_{BK}).

Учитывая, что луч процесса имеет направление на точку, характеризующую конечную температуру воды, можно сделать вывод о том, что в дождевом пространстве форсуночного кондиционера преобладает параллельный ток и воздух в конце камеры соприкасается с уже нагретыми капельками воды, движущимися вместе с воздухом к выходному сепаратору. При этом можно было бы считать, что при теоретическом процессе охлаждения и осушения воздуха его конечная температура приближается к конечной температуре воды. Однако в реальных условиях процесса тепло- и влагообмена конечные параметры воздуха обладают более высокой температурой, чем t_{BK} , и относительной влажностью, меньшей 100% . Точка $З$, определяющая это конечное состояние, лежит несколько правее линии $1-2$, причем значения относительной влажности конечного состояния воздуха, как показали исследования, колеблются в пределах примерно $\varphi = 90-97\%$ в зависимости от степени эффективности процесса тепло- и влагообмена, происходящего в камере. В практических расчетах кондиционирования эту точку с учетом указанных пределов относительной влажности находят путем построения процесса кондиционирования воздуха на $I-d$ -диаграмме (см. гл. V).

Вследствие того что пока не разработана строгая теория расчета форсуночных кондиционеров, современные способы расчета этих аппаратов основываются на опытных данных, применимых только для испытанных типов кондиционеров. Ряд попыток обобщить эти опытные данные с помощью аппарата теории подобия пока не дал достаточно надежных результатов.

Зарубежные исследователи считают, что минимальное теплосодержание воздуха, достигаемое в форсуночных кондиционерах, не может быть ниже теплосодержания насыщенной воздушно-паровой смеси при конечной температуре охлаждающей воды.

Допустим, что начальные параметры обрабатываемого воздуха определяются точкой 1 (рис. 47), а конечные параметры — точкой $З$, положение которой найдено на основании сделанного построения процесса кондиционирования воздуха на $I-d$ -диаграмме с учетом предельных значений относительной влажности. В этом случае процесс изменения состояния воздуха будет направлен от точки 1 к точке $З$. Следовательно, для условий теоретического процесса конечная температура воды должна быть равна температуре точки $З$ по мокрому термометру $t_{MЗ}$. Но как показали исследования, конечная температура воды обычно бывает ниже значения $t_{MЗ}$.

В этой связи было введено понятие о коэффициенте эффективности процесса тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, выражаемого формулой

$$E_o = k - \frac{t_{MЗ} - t_{BK}}{t_{M1} - t_{BK}}, \quad (IV-15)$$

где t_{M1} — температура точки I по мокрому термометру;

$t_{ВН}$ — начальная температура воды.

Если рассматривать теоретический процесс тепло- и влагообмена, происходящий в форсуночном кондиционере, то величина E_0 будет равна 1,0 и при этом $t_{M3} = t_{BK}$. В реальных условиях конечная температура воды бывает несколько ниже t_{M3} (см. рис. 47). В большинстве случаев она отличается от начальной не более чем на 5° .

В заключение следует сказать, что описанное выше представление о механизме тепло- и влагообмена между каплями воды и воздухом носит приближенный характер, так как вопрос этот исследован еще недостаточно и в настоящее время эти исследования продолжаются.

§ 5. ОБЛАСТЬ ВОЗМОЖНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУХА ПРИ НЕПОСРЕДСТВЕННОМ КОНТАКТЕ ЕГО С ВОДОЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ЕЕ ТЕМПЕРАТУРАХ

В § 4 гл. IV было доказано, что при непосредственном контакте воздуха с водой процесс изменения состояния воздуха в $I-d$ диа-

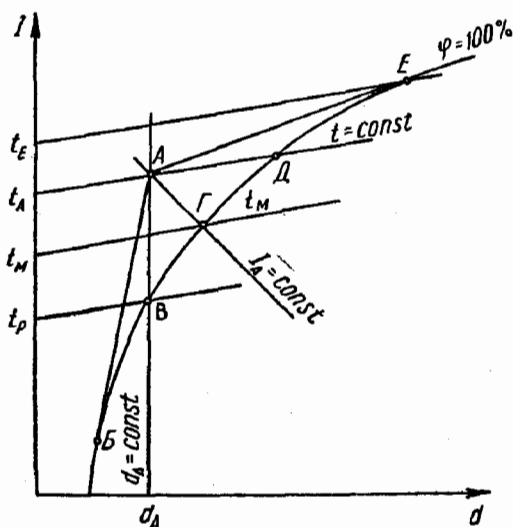


Рис. 48. Область возможных изменений состояния воздуха в теплообменном аппарате при начальном состоянии, характеризуемом точкой A , и всех возможных температурах воды или твердой охлаждающей поверхности

грамме с достаточным приближением изображается прямой, проходящей через точку начального состояния воздуха и точку, соответствующую конечному состоянию.

Все рассуждения предшествующего параграфа в основном велись применительно к условиям политропического процесса охлаждения и осушения воздуха.

Пользуясь установленной закономерностью, рассмотрим другие случаи, при которых воздух с начальным состоянием, характеризуемым точкой A (рис. 48), вступает в контакт с водой при различных ее температурах.

При этом следует иметь в виду, что температура воды, разбрызгиваемой в камере, не может быть ниже нуля градусов. Однако при использовании для обработки воздуха поверхностных воздухоохладителей температура охлаждающей поверхности может быть ниже нуля. В этом случае границей области возможных изме-

нений состояний воздуха при его охлаждении и осушении будет касательная AB , проведенная из точки A к кривой $\varphi=100\%$.

Другой линией, ограничивающей область возможных изменений состояния воздуха при непосредственном его контакте с водой, будет касательная AE .

Таким образом, область криволинейного треугольника BAE является геометрическим местом точек возможных изменений состояния воздуха в теплообменных аппаратах. Следует иметь в виду, что в реальной действительности точки, характеризующие конечное состояние воздуха, обычно лежат несколько выше кривой $\varphi=100\%$.

На рис. 48 нанесены линии наиболее характерных процессов, которые могут происходить в теплообменных аппаратах, предназначенных для обработки воздуха.

В целях более подробного рассмотрения тепло- и влагообмена, свойственного этим характерным процессам, воспользуемся выражением IV-9, переписав его в следующем виде:

$$dQ_o = \beta'' \left[c_p (t - t_n) + r \left(\frac{d - d_n}{1000} \right) \right] dF. \quad (IV-16)$$

Оба слагаемых правой части этого выражения, заключенных в квадратные скобки, в зависимости от знака разности температур и влагосодержаний, могут быть положительными, отрицательными или равными нулю.

При охлаждении воздуха и осушении его (линия AB) оба слагаемых будут иметь положительные знаки; при охлаждении воздуха, происходящем при $d_a = \text{const}$ (линия AB), первое слагаемое имеет положительный знак, а второе обращается в нуль.

Адиабатический процесс (линия AG) характерен тем, что первое слагаемое имеет знак плюс, а второе — минус, причем с достаточным приближением можно считать, что абсолютные значения этих слагаемых равны между собой, вследствие чего $dQ_o = 0$. Это, однако, не говорит о том, что процесс теплообмена и влагообмена не происходит, а лишь показывает, что в этом случае общее тепло-содержание воздуха в начале и в конце процесса сохраняется (так как явное тепло, отданное воздухом воде, возвращается ему обратно вместе с водяными парами, но только в скрытом виде).

Изотермический процесс, изображенный линией AD , протекает при полном отсутствии явного теплообмена, поскольку $t_a = t_d$, вследствие чего первое слагаемое обращается в нуль; значение же второго слагаемого имеет конечную величину, но с отрицательным знаком (он показывает, что теплообмен за счет скрытого тепла происходит в направлении от воды к воздуху).

Линия AE изображает процесс, при котором температура воды выше температуры воздуха. В этом случае как первое, так и второе слагаемое будут иметь отрицательные знаки, показывающие, что поток как явного, так и скрытого тепла направлен от воды к воздуху.

В заключение следует заметить, что все рассуждения, относящиеся к процессам, находящимся в пределах треугольника ABB , справедливы и для случая, когда воздух контактирует не только непосредственно с водой, но и с твердой поверхностью, имеющей температуру ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Процессы, при которых может происходить испарение влаги (лежащие в пределах треугольника ABE), возможны только при непосредственном контакте обрабатываемого воздуха с поверхностью воды.

§ 6. ФОРСУНОЧНЫЕ КОНДИЦИОНЕРЫ

В § 1 гл. IV было показано, что для поддержания заданных параметров воздуха в помещении требуется соответствующая обработка приточного воздуха. В зимнее время тепловлажностная обработка обычно заключается в нагревании и увлажнении воздуха, а летом, когда тепло- и влагосодержание наружного воздуха выше заданного тепло- и влагосодержания воздуха в помещении, приточный воздух подвергается охлаждению и осушению.

Все перечисленные процессы обработки воздуха можно осуществлять с помощью форсуночных кондиционеров. Конструкции центральных форсуночных кондиционеров весьма разнообразны, что связано с особенностями обработки воздуха в каждом конкретном случае. По этим признакам аппараты для кондиционирования воздуха можно подразделить на три группы:

- а) кондиционеры, работающие только на наружном воздухе (прямоточная схема кондиционирования воздуха);
- б) кондиционеры, работающие только с первой рециркуляцией, при которой подмешивание рециркуляционного воздуха производится до камеры орошения;
- в) кондиционеры, работающие с первой и второй рециркуляцией. В этих кондиционерах в отличие от группы «б» применяется второе подмешивание рециркуляционного воздуха после камеры орошения.

Кроме перечисленных групп, могут встречаться и другие модификации устройства кондиционеров, о которых будет сказано ниже.

На рис. 49 изображена схема устройства форсуночного кондиционера с первой и второй рециркуляцией. Наружный воздух поступает через жалюзийную решетку 1, проходит через фильтр 2 и поступает в калорифер первого подогрева 3, снабженный обходным клапаном 4 и клапанами 5, предназначенными для регулирования подачи теплоносителя в калориферы. После калориферов первого подогрева наружный воздух смешивается с воздухом первой рециркуляции, и затем смесь поступает в форсуночную камеру, где она орошается водой, разбрызгиваемой из форсунок. В зависимости от температуры разбрызгиваемой воды воздух, соприкасаясь с капельками воды, может только увлажняться или увлажняться и нагреваться, или охлаждаться и осушаться одновременно.

Капельки разбрызгиваемой воды после контакта с воздухом выпадают в поддон камеры 14, откуда с помощью трубы 15 забираются насосом 16 и вновь нагнетаются в форсунки. В результате такой рециркуляции воды последняя принимает температуру мокрого термометра, вследствие чего процесс в камере протекает адиабатически. Если требуется охлаждение и осушение воздуха, то воду из поддона камеры направляют в испаритель холодильной установки, в котором она охлаждается до заданной температуры, и затем вновь поступает в форсунки.

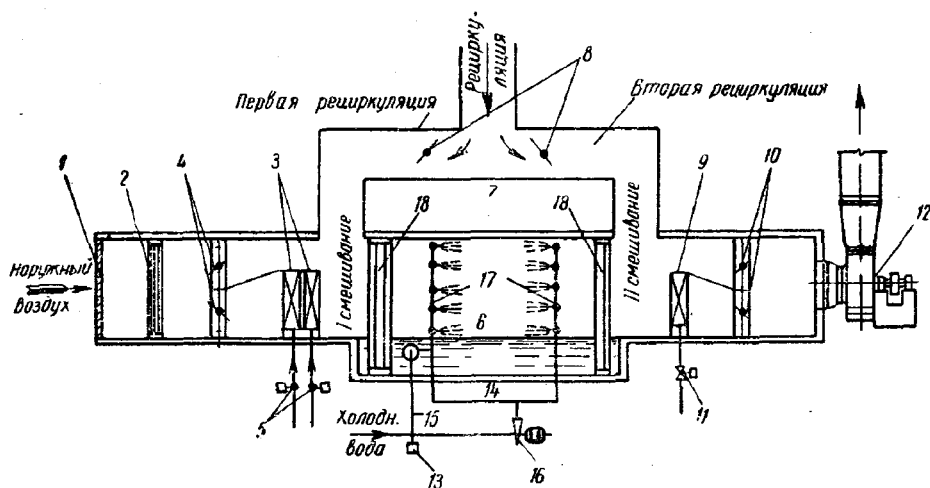


Рис. 49. Схема устройства форсуночного кондиционера с первой и второй рециркуляцией

Температуру воды регулируют с помощью трехходового смесительного крана 13, позволяющего производить смешивание холодной воды с водой, забираемой из поддона камеры по трубе 15. Форсунки, служащие для разбрызгивания воды, размещают в поперечном сечении камеры так, чтобы их факелы перекрывали все поперечное сечение. Вода подается к форсункам через трубные гребенки 17, изготовляемые из газовых оцинкованных труб.

Число рядов (трубных гребенок) форсунок и направление факелов воды зависят от предельной эффективности камеры: обычно делают от 2 до 4 рядов, чаще 2—3. Перед входом и на выходе из камеры орошения устанавливают сепараторы 18, предназначенные для улавливания капель воды, прорывающихся за пределы камеры. Кроме того, первый сепаратор по ходу воздуха способствует выравниванию скорости потока воздуха, поступающего в оросительную камеру.

После камеры орошения воздух вторично смешивается с рециркуляционным (2-я рециркуляция) и затем поступает в калорифер второго подогрева 9, снабженный воздушными регулирующими смесительными клапанами 10 и клапанами 11, регулирующими подачу теплоносителя.

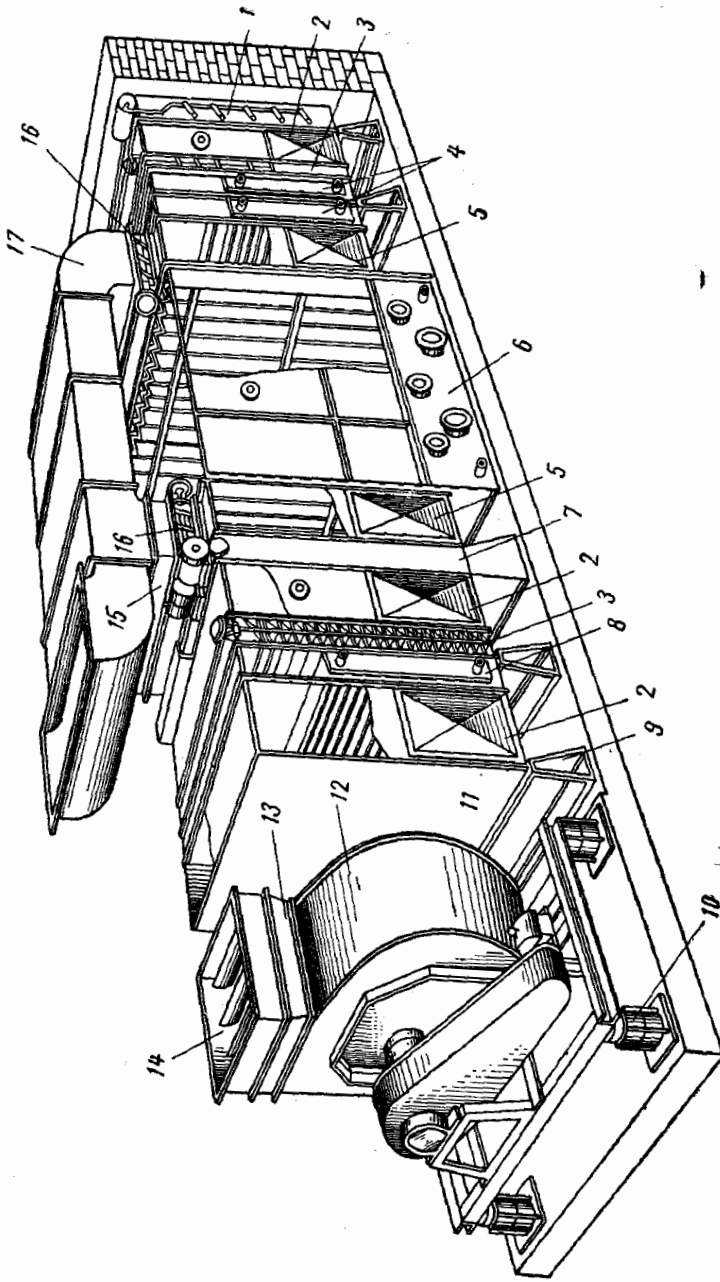


Рис. 50. Внешний вид центрального кондиционера из типовых секций:

1 — приемный утепленный клапан; 2 — промежуточная секция; 3 — двойной клапан с пневматическим приводом; 4 — секция первого подогрева; 5 — смешивающая секция; 6 — промывная камера; 7 — секция самоочищающегося фильтра; 8 — секция второго подогрева воздуха; 9 — подставка под секции; 10 — виброамортизационная рама; 11 — переходная секция к вентилятору; 12 — вентиляторная установка; 13 — клапан вентилятора; 14 — воздуховод, подающий воздух в кондиционируемое помещение; 15 — воздуховод второй рециркуляции; 16 — проходной клапан с пневматическим приводом; 17 — воздуховод первой рециркуляции

По выходе из калорифера второго подогрева воздух приобретает заданное состояние и затем с помощью центробежного вентилятора 12 нагнетается в воздухопроводы приточной системы.

Рассмотренная выше схема кондиционера относится к группе «в».

Остальные схемы являются разновидностями данной, отличающимися в случае «а» отсутствием первой и второй рециркуляции, а в случае «б» отсутствием второй рециркуляции.

Схему обработки воздуха в кондиционере выбирают на основе расчета теплового и влажностного режима в помещении, для которого устраивается кондиционирование воздуха.

В настоящее время наша промышленность изготавливает форсуночные кондиционеры, состоящие из типовых секций (подогрева, форсуночной камеры, смесительных и промежуточных камер и т. д.). На рис. 50 представлен общий вид подобного кондиционера. Эти типовые кондиционеры рассчитаны на производительность от 10 000 до 240 000 м³ воздуха в час.

§ 7. ФОРСУНКИ

Тепло- и влагообмен между воздухом и водой происходит более интенсивно в том случае, когда воздух соприкасается не с плоской поверхностью воды, а с мелкими каплями. Объясняется это тем, что при разбрызгивании воды достигается весьма развитая ее поверхность, вступающая в контакт с воздухом. Так, при диаметре капелек 0,1 мм общая поверхность 1 л воды составляет около 60 м². Кроме того, разность парциальных давлений у выпуклой поверхности капли больше, чем у плоской, вследствие чего интенсивность влагообмена увеличивается. Это увеличение упругости пара на поверхности капли по сравнению с плоской поверхностью выражают следующим образом:

$$\Delta p_k = \frac{2\delta}{r} \cdot \frac{\gamma_p}{\gamma_{ж}}, \quad (IV-17)$$

где δ — поверхностное натяжение, кг/м;

r — радиус капли, м;

$\gamma_p, \gamma_{ж}$ — плотности пара и жидкости, кг/м³.

Выше было указано, что раздробление воды на капли сильно развивает поверхность тепло- и влагообмена. В этой связи возникает вопрос о величине расчетной поверхности тепло- и влагообмена в данный момент. Эта расчетная поверхность должна быть равна сумме поверхностей того количества капель, которое в каждый данный момент находится в пределах объема камеры. Например, если длительность пребывания капель в камере равна 1 сек, то расчетная поверхность, образующаяся при разбрызгивании 1 л воды в час при диаметре капель 0,1 мм, составит: $60 : 3600 = 0,016$ м². Однако надо иметь в виду, что все эти рассуждения в значительной степени носят теоретический характер, так как практически опреде-

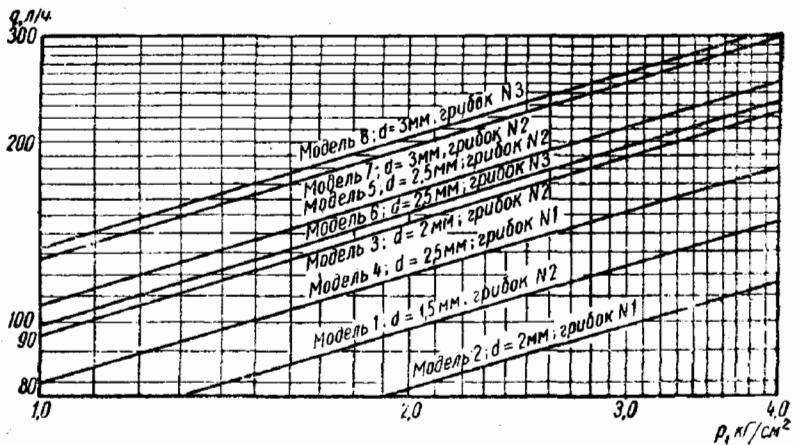
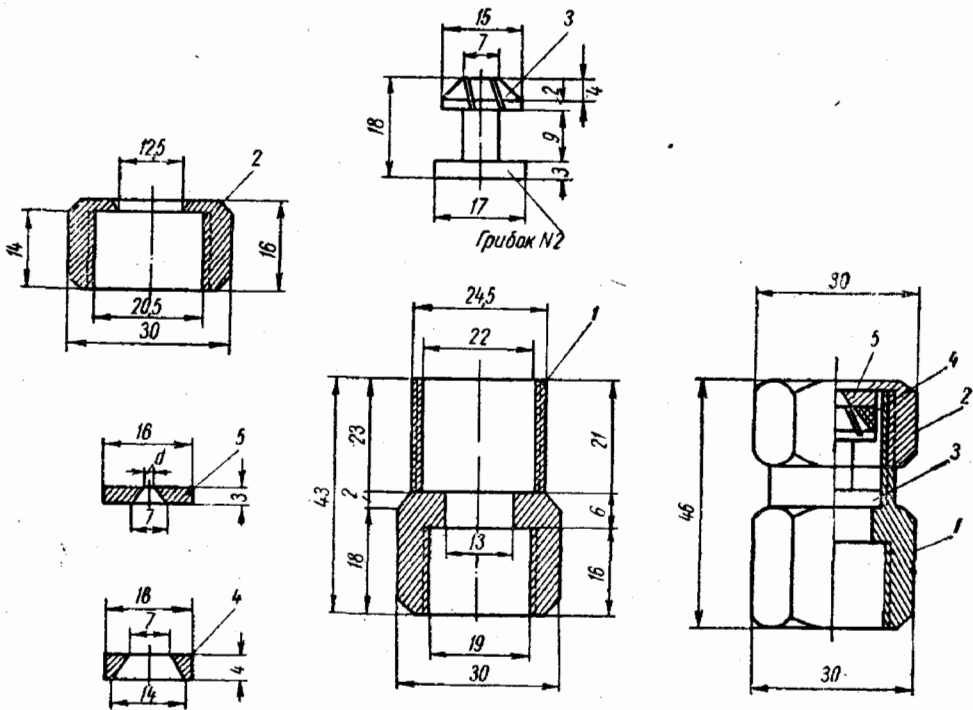


Рис. 51а. Прямоточная форсунка типа П-1:
 1 — корпус; 2 — гайка; 3 — грибок; 4 — шайба; 5 — пластинка

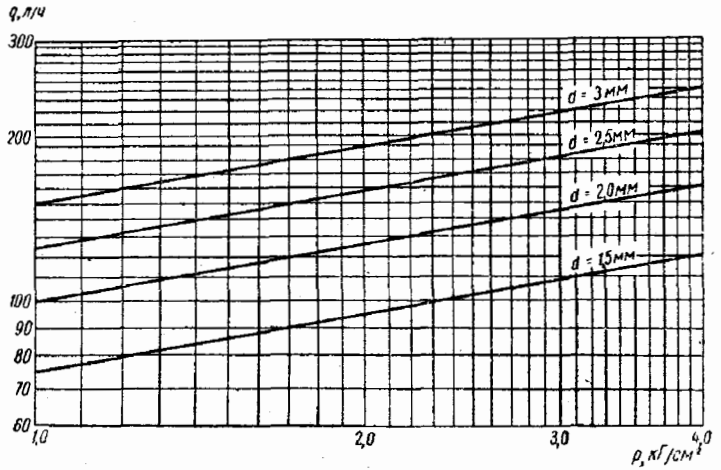
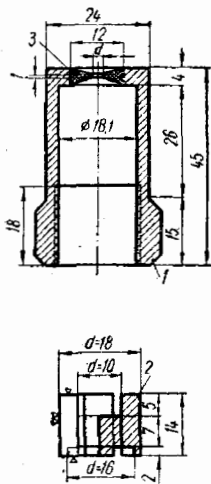


Рис. 51б. Прямоточная форсунка типа П-2:
1 — корпус; 2 — вкладыш; 3 — втулка

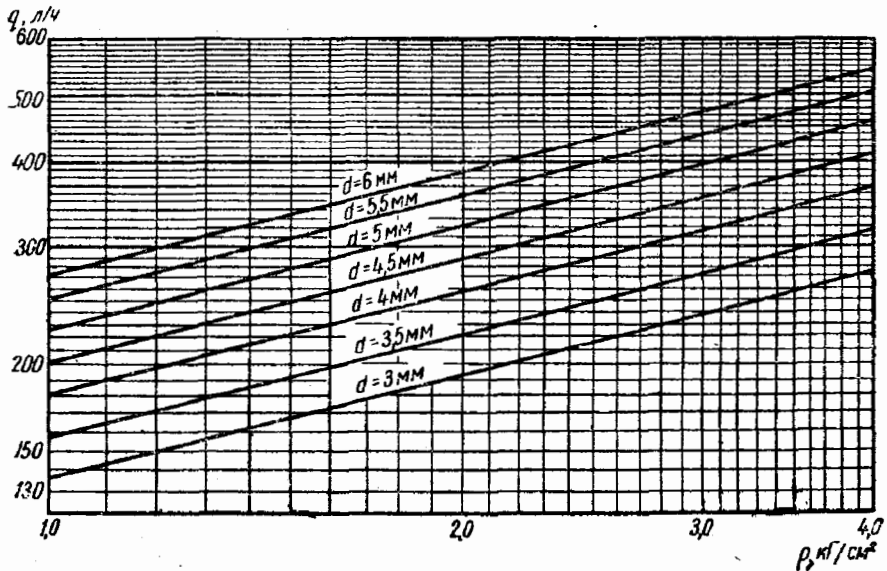
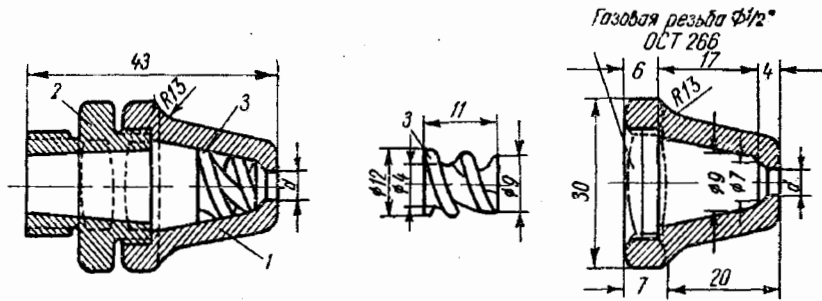


Рис. 51в. Прямоточная форсунка типа П-3:
1 — корпус; 2 — втулка; 3 — направляющий двухходовой винт

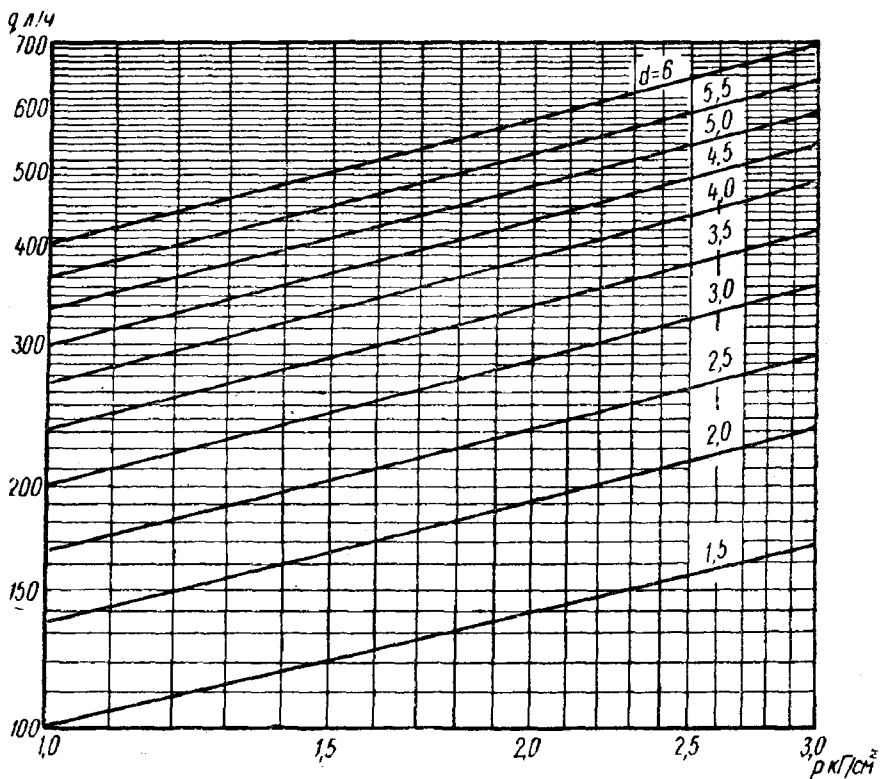
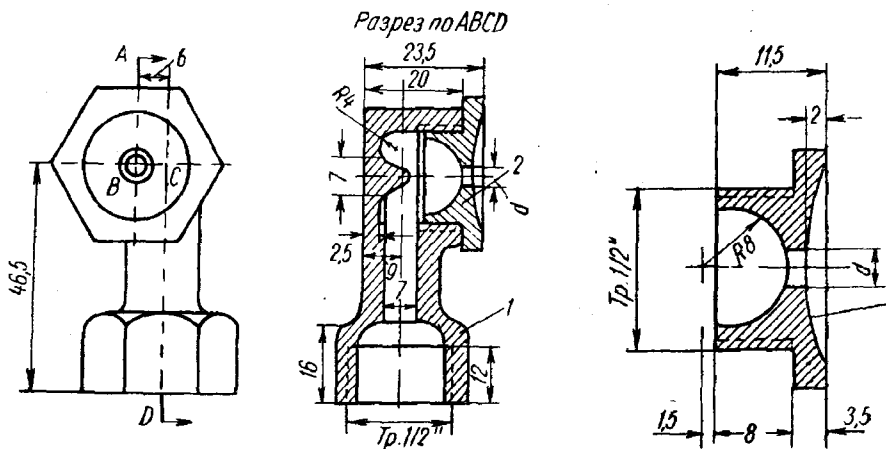


Рис. 52. Угловая форсунка типа У-1:
1 — корпус; 2 — крышка

лить эту расчетную поверхность весьма трудно вследствие различных диаметров капель, явления агломерации и ряда других причин. Поэтому практически за расчетную поверхность условно принимают площадь поперечного сечения камеры.

Разбрызгивание воды обычно производится специальными форсунками, конструкции которых весьма разнообразны. По общим конструктивным признакам форсунки подразделяют на прямо-

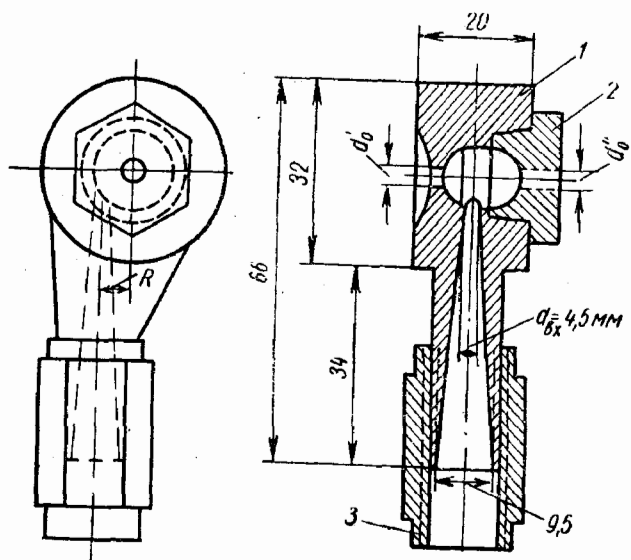


Рис. 53. Центробежная форсунка двустороннего распыления:

1 — корпус; 2 — грибок; 3 — соединительная муфта эбонитовая

ные, с осевым входом (тип П), и угловые, с тангенциальным входом воды (тип У).

К основным типам форсунок отечественного производства относятся следующие:

- 1) прямоточная типа П-1 системы Григорьева — Поляка (рис. 51а);
- 2) прямоточная типа П-2 (рис. 51б);
- 3) прямоточная типа П-3 (рис. 51в);
- 4) угловая типа У-1 (рис. 52).

Все эти типы форсунок являются форсунками одностороннего распыления.

За рубежом применяют центробежные форсунки двустороннего распыления. На рис. 53 изображена такая форсунка, изготавливаемая немецкой фирмой «Wiesper» из фарфора.

Не производя подробного описания устройства форсунок (конструктивные детали последних хорошо видны на соответствующих рисунках), кратко рассмотрим принцип распыления воды.

Раздробление воды, выходящей из отверстия форсунки, достигается за счет сообщения воде одновременно поступательного и вращательного движений. Последнее обеспечивается с помощью различного рода направляющих грибков (в форсунках типа П-1, позиция 3), втулок (в форсунках типа П-2), направляющих двухходовых винтов (в форсунках типа П-3), а также специальных камер с тангенциальным подводом в них воды (в форсунках типа У) и т. д.

Для изготовления форсунок применяют весьма разнообразные материалы: медь, бронзу, латунь, пластмассы и т. п. За рубежом форсунки изготавливают также из керамических материалов. Выходные отверстия форсунок того или иного типа делают различными, причем диаметры этих отверстий бывают от 1,5 до 6,0 мм.

Величина диаметра выходного отверстия влияет на тонкость распыла. Чем меньше диаметр отверстия, тем больше тонкость распыла. Однако следует иметь в виду, что отверстия диаметром менее 3,0 мм часто засоряются.

По тонкости распыла различают три категории распыления: тонкое, среднее и грубое. Однако такое деление не имеет объективных качественных показателей, подтвержденных убедительными экспериментами. Имеющийся по этому вопросу экспериментальный материал позволяет приближенно считать, что тонкое распыление дают форсунки типа У-1 с диаметром выходного отверстия до 2,0 мм, типа У-2 с диаметром 3,4 мм, типа У-3 с диаметром 2,3 мм, П-1 и П-2 с диаметром выхода до 2,5 мм при давлении воды 2,5 атм и выше.

Средний распыл обеспечивают форсунки У-1, П-1 и П-2 с диаметром выхода 3,0 мм при давлении воды около 2,0 атм. Грубый распыл дают форсунки У-1 и П-3 с диаметром выходного отверстия от 4 до 6 мм при давлении воды от 0,5 до 1,8 атм.

Рассмотрим далее влияние тонкости распыла на процесс тепло- и влагообмена, происходящий в форсуночной камере при различных режимах ее работы. Наблюдениями установлено, что форсунки грубого распыла универсальны, т. е. с их помощью в камере можно получить любой режим (увлажнение или охлаждение с осушением), тогда как форсунки тонкого распыла применяют главным образом для камер, работающих на режимах увлажнения воздуха.

Последнее объясняется тем, что в условиях режима работы камеры на охлаждение и осушение форсунки тонкого распыла вызывают нежелательное явление увлажнения воздуха. Увлажнение происходит вследствие того, что часть наиболее мелких капелек воды успевает более быстро нагреться, чем основная ее масса. В результате этого начинается процесс испарения с поверхности этих капелек, вызывающий увлажнение воздуха. Поэтому в камерах, работающих на режимах охлаждения и осушения воздуха, применяют форсунки грубого распыла, поскольку они более надежно обеспечивают осушение воздуха. В камерах же, работающих на

адиабатических режимах (увлажнение воздуха), рекомендуется применять форсунки тонкого и среднего распыла.

Вместе с тем следует указать, что затраты, связанные с фильтрацией воды при применении форсунок грубого распыла, имеющих большие диаметры выходных отверстий, значительно меньше, чем при форсунках тонкого распыла. Для фильтрации воды в первом случае можно ограничиться применением простых сеток с отверстиями 1—3 мм, в то время как во втором случае воду фильтруют в двух ступенях, из которых первая представляет коксовый или гравийный фильтр, а вторая — сетку с отверстиями 0,5×0,5 мм.

В текстильной промышленности ввиду наличия волокнистой пыли в рециркулирующей воде во всех случаях требуется более тщательная двухступенчатая очистка воды. Поэтому в указанных условиях можно применять форсунки как грубого, так и тонкого распыла. Тем не менее для осуществления адиабатического режима работы камер, свойственных установкам кондиционирования воздуха на текстильных предприятиях, применение форсунок тонкого распыла оказывается все же более предпочтительным.

Производительность форсунок, как показали экспериментальные исследования, зависит от диаметра выходного отверстия, давления воды перед форсункой и ее типа.

Математическое описание этой зависимости имеет следующий вид:

$$q = K d p^m [\text{л/ч}]^*, \quad (\text{IV-18})$$

где d — диаметр выходного отверстия, мм;
 p — давление воды перед форсункой, атм;
 K, m — коэффициент и показатель степени, зависящие от конструкции форсунок.

Графическая интерпретация этой зависимости в логарифмической сетке для каждого типа форсунок приведена на рисунках 51 и 52. С помощью этих графиков обычно производится подбор форсунок.

Производительность форсунок двустороннего распыления определяют по следующему выражению:

$$q_n = 60,2 p^{0,47} (f_o' + f_o'')^{0,515} [\text{л/ч}], \quad (\text{IV-19})$$

где p — давление воды перед форсункой;
 f_o', f_o'' — площади выходных отверстий.

Установку форсунок в поперечном сечении оросительных камер производят на трубных гребенках.

В форсуночных камерах производительностью до 80 000 м³/ч применяют гребенки с нижним расположением коллектора (рис. 54, а), а в камерах производительностью более 80 000 м³/ч коллектор располагают посередине высоты камеры (рис. 54, б).

* В системе единиц СИ производительность измеряется в м³/сек.

Для обеспечения равномерной работы форсунок скорость воды в коллекторах и стояках следует принимать небольшую.

В некоторых случаях при работе камер на охлаждение и осушение с целью устранить доувлажнение воздуха при проходе его

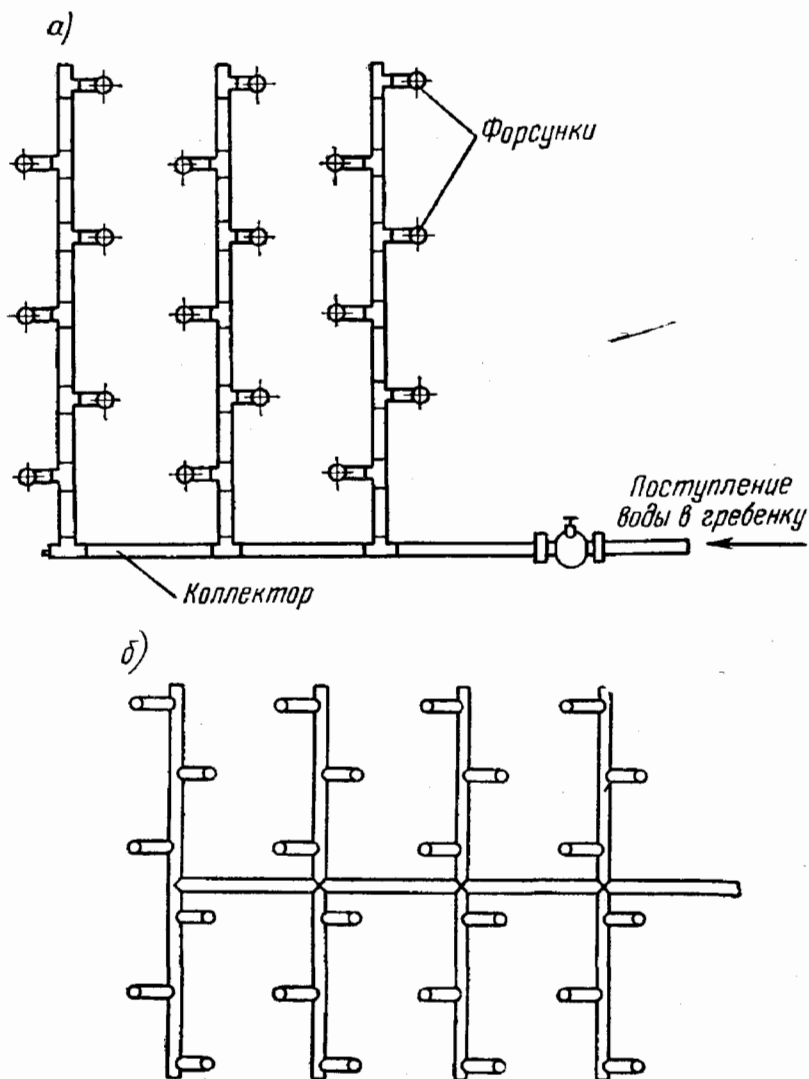


Рис. 54. Трубные гребенки:

а — с нижним расположением коллектора; б — с расположением коллектора посередине

через сепаратор устанавливают специальные форсунки для его орошения охлажденной водой. Для этого обычно применяют специальные форсунки типа С-1. Орошение сепаратора повышает его каплеулавливающую способность, так как к смоченной поверхности капли прилипают лучше. В типовых камерах орошение не предусматривается.

§ 8. СЕПАРАТОРЫ

Сепараторы предназначены для улавливания капелек воды, увлекаемых воздухом из оросительной камеры. Первый сепаратор (по ходу воздуха), выполняя указанное назначение, вместе с тем может рассматриваться в качестве распределительной решетки, выравнивающей поток воздуха по сечению камеры. Второго сепаратора (по ходу воздуха) предназначен только для улавливания капелек воды, увлекаемых потоком воздуха, выходящего из камеры орошения.

На рис. 55 изображены сепараторы различных конструкций. Капли воды отделяются от воздуха в сепараторе вследствие резких изменений направления его движения, в результате чего капли воды оседают на поверхности лопастей сепаратора и затем стекают по ним вниз, в поддон камеры.

В целях более эффективного улавливания капелек воды из воздуха сепараторы на выходе из камеры применяют более широкие и с большим числом поворотов. Сепараторы обычно изготавливают из оцинкованной или нержавеющей листовой стали.

Выше было сказано, что в некоторых случаях вторые по ходу воздуха сепараторы при работе камер на охлаждение и осушение дополнительно орошают с помощью специальных форсунок. Это орошение имеет цель устранить дополнительное увлажнение воздуха, проходящего через сепаратор. Непрерывное орошение сепаратора холодной водой смывает со стенок сепаратора осевшие капли воды, которые вследствие более высокой температуры по сравнению с температурой основной массы воды являются причиной нежелательного доувлажнения воздуха. Расход воды на орошение сепаратора принимают от 1000 до 2000 л/ч на 1 м его ширины (или ширины камеры орошения), но не менее 600 л/ч на 1 м² поперечного сечения камеры. Непрерывное орошение сепаратора холодной водой позволяет рассматривать его поверхность (при охлаждении и осушении) как дополнительную поверхность тепло- и влагообмена.

§ 9. ФОРСУНОЧНЫЕ КАМЕРЫ

Корпус камеры орошения обычно имеет прямоугольное сечение (по ходу воздуха), по которому воздух может проходить в вертикальном или горизонтальном направлении; в зависимости от этого различают вертикальные и горизонтальные камеры. Более распространены горизонтальные камеры.

Корпус оросительной камеры состоит из двух боковых вертикальных стенок, перекрытия и поддона, находящегося в нижней его части. Материалом для изготовления корпуса могут служить листовая сталь или монолитный железобетон. Железобетонные корпуса обычно делают при сечениях оросительной камеры, превышающих 4×3 м.

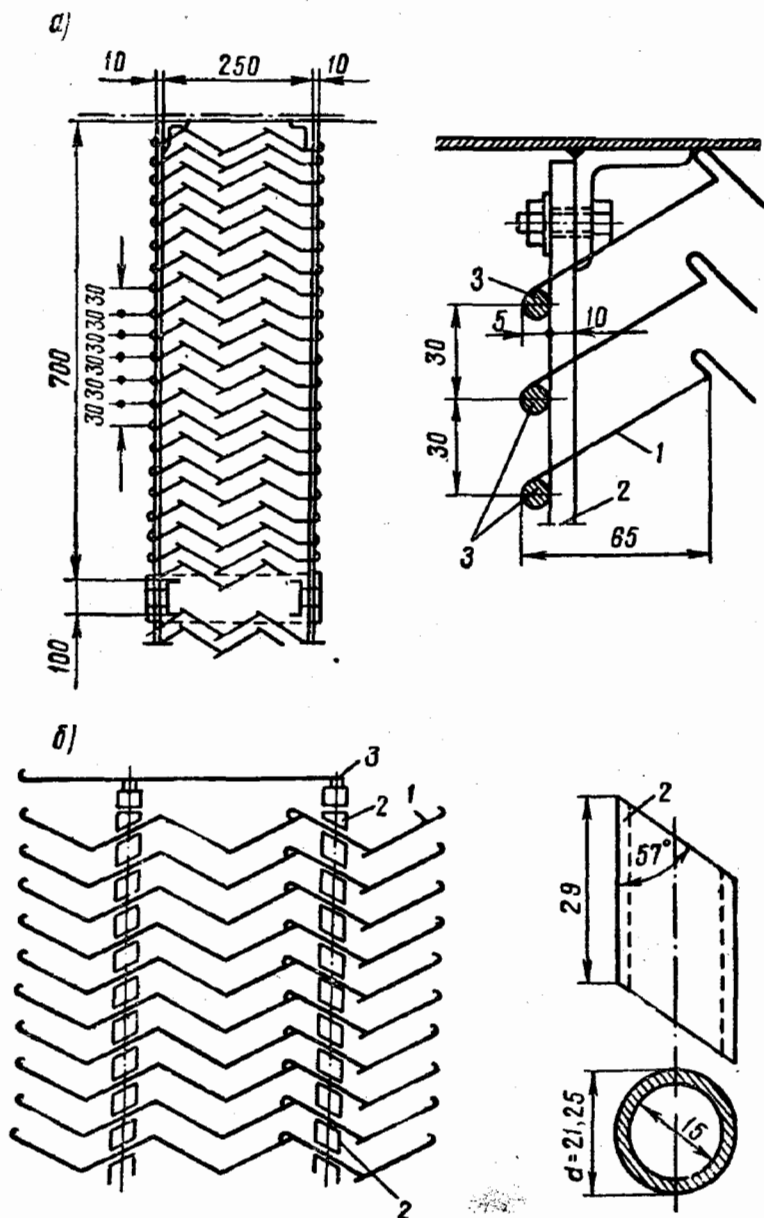


Рис. 55. Сепараторы:

a — собранный на штырях; *1* — пластины; *2* — несущая планка; *3* — штыри; *б* — собранный на стяжных болтах; *1* — пластины; *2* — распорные трубки; *3* — стяжные болты

Металлические камеры с внешней стороны следует покрывать тепловой изоляцией при толщине последней, соответствующей коэффициенту теплопередачи до $1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Поверхность изоляции в целях защиты от механических воздействий покрывают цементной штукатуркой по металлической сетке. Стенки и поддон металлических камер с внутренней стороны в целях защиты их от коррозии окрашивают свинцовым суриком на олифе, а с внешней стороны — масляной краской.

Стенки и поддон железобетонных оросительных камер покрывают гидроизоляцией и обкладывают метлахскими плитками. Внутри камера орошения должна быть оборудована электрическим освещением в герметичной арматуре. Для доступа внутрь камеры орошения в одной из боковых стенок предусматривается устройство остекленного люка.

На рис. 56 изображена металлическая двухрядная камера орошения типового центрального кондиционера конструкции НИИ сантехники с указанием всего оборудования каждого пространства и поддона [Л. 46].

Рассмотрим устройство поддона камеры, предназначенной для сбора разбрызгиваемой форсунками воды. Поддон, изображенный на рис. 56, относится к так называемым глубоким поддонам, которые одновременно выполняют функции резервуара запасной емкости воды, обеспечивающего плавную работу насосов.

Помимо глубоких поддонов, изготавливают также мелкие, в которых вода не задерживается и стекает в приемные баки или в емкие гравийные или коксовые фильтры для воды. Однако следует указать, что современные кондиционеры в большинстве случаев не имеют коксовых или гравийных фильтров, и поэтому мелкие поддоны встречаются крайне редко.

Глубокие поддоны (см. рис. 56) оборудованы штуцерами для подвода воды к форсункам, переливной трубой, работающей в основном в летний период (когда объем воды в системе увеличивается за счет осушения воздуха). Поддоны имеют, кроме того, шаровые клапаны для поддержания постоянства объема воды в системе в зимний период (когда объем воды в системе уменьшается вследствие происходящего испарения) и отвод к насосу от сетчатого фильтра, установленного в поддоне. Для удаления избытка воды к последнему присоединены две переливные трубы.

Поддоны, как правило, изготавливают из листовой стали толщиной 3—4 мм и снабжают ребрами жесткости. В целях обеспечения доступа при обслуживании поддон устанавливают на 400—500 мм выше уровня пола.

С расширением производства синтетических материалов открываются перспективы для использования их при изготовлении аппаратов кондиционирования воздуха.

Форсуночная камера представляет собой гидравлическое сопротивление проходящему через нее обрабатываемому воздуху. Полное сопротивление камеры складывается из сопротивления входного

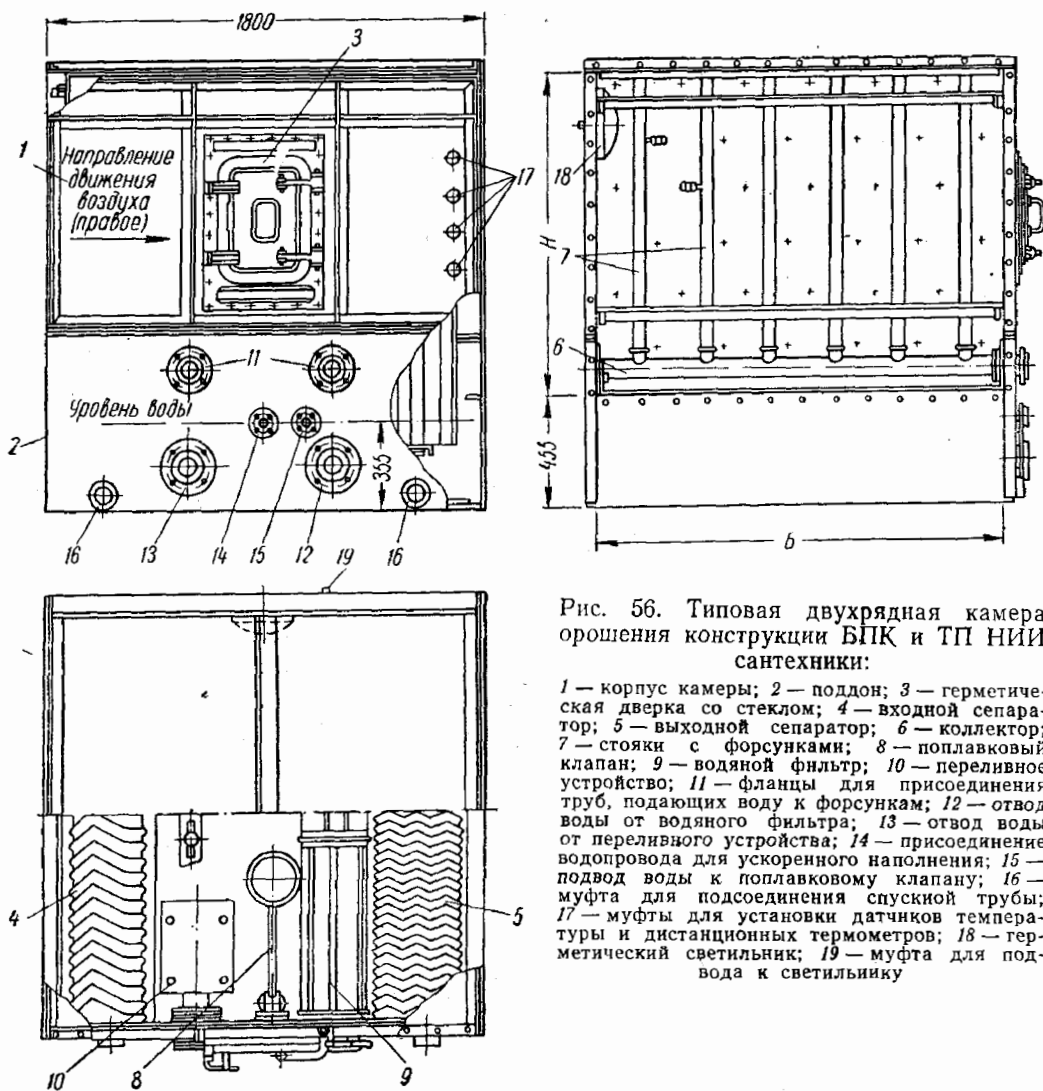


Рис. 56. Типовая двухрядная камера орошения конструкции БПК и ТП НИИ сантехники:

1 — корпус камеры; 2 — поддон; 3 — герметическая дверка со стеклом; 4 — входной сепаратор; 5 — выходной сепаратор; 6 — коллектор; 7 — стояки с форсунками; 8 — поплавковый клапан; 9 — водяной фильтр; 10 — переливное устройство; 11 — фланцы для присоединения труб, подающих воду к форсункам; 12 — отвод воды от водяного фильтра; 13 — отвод воды от переливного устройства; 14 — присоединение водопровода для ускоренного наполнения; 15 — подвод воды к поплавковому клапану; 16 — муфта для подсоединения спускной трубы; 17 — муфты для установки датчиков температуры и дистанционных термометров; 18 — герметический светильник; 19 — муфта для подвода к светильнику

и выходного сепараторов, трубных гребенок и сопротивления, связанного с взаимным направлением факелов воды и воздуха. Таким образом, полное гидравлическое сопротивление форсуночной камеры можно определить с помощью следующего выражения:

$$H_k = \xi_{c1} \frac{v_c^2}{2g} \gamma + \xi_{c2} \frac{v_c^2}{2g} \gamma + \xi_p z \frac{v_k^2}{2g} \gamma + 12\eta\rho\mu \quad [\text{кг/м}^2], \quad (\text{IV-20})$$

где ξ_{c1} , ξ_{c2} — коэффициенты местного сопротивления первого и второго сепараторов [Л. 22];

ξ_p — коэффициент местного сопротивления одного ряда форсунок, принимаемый равным 0,1;

- v_c — скорость воздуха в сепараторе, м/сек;
 v_k — скорость воздуха в камере орошения, м/сек;
 z — число рядов форсунок;
 μ — коэффициент орошения;
 p — давление воды перед форсунками, ати;
 η — коэффициент, принимаемый: при направлении факелов воды по движению воздуха $\eta = -0,22$; при направлении факелов воды против движения воздуха $\eta = +0,13$; при встречном направлении $\eta = +0,075$.

Следует учитывать, что живое сечение сепаратора по воздуху меньше живого сечения форсуночной камеры примерно на 10—25%. Поэтому при использовании значений коэффициентов местных сопротивлений сепараторов [Л. 22] в формуле IV-20 следует принимать $v_c = (1,2 \div 1,3) v_k$.

Скорость воздуха в камере v_k зависит от тонкости распыла воды. При тонком распыле эту скорость принимают не выше 1,8 м/сек, а при грубом ее можно увеличить до 3,5 м/сек.

Указанные пределы обусловлены каплеулавливающей способностью выходных сепараторов. При больших значениях скорости воздуха в камере наблюдается унос капель за пределы выходного сепаратора.

Гидравлическое сопротивление двухрядных типовых камер при номинальных производительностях составляет $H_k = 11—14$ кг/м²; а трехрядных $H_k = 14—19$ кг/м².

§ 10. ФИЛЬТРЫ ДЛЯ ВОДЫ

Фильтрацию циркулирующей в камере орошения воды производят во избежание засорения форсунок. Наиболее широко распространены сетчатые фильтры для воды. Такие фильтры изготовляют из латунной сетки с размерами отверстий, принимаемыми в зависимости от тонкости распыления воды.

В табл. 16 приведены размеры отверстий фильтрующих сеток в зависимости от тонкости распыла, а также их расчетная производительность.

Таблица 16

| № п/п. | Тонкость распыла | Размеры отверстий сетки, мм | Производительность, м ³ , ч·м ² |
|--------|-------------------------------|-----------------------------|---|
| 1 | Грубый распыл воды | 1,25×1,25 | 15—30 |
| 2 | Средний распыл воды | 0,9×0,9 | 12—15 |
| 3 | Тонкий распыл воды | 0,5×0,5 | 10 |

При грубом распыле воды сетчатые фильтры обычно устанавливают в поддоне (глубоком, см. стр. 56). Конструкция фильтров должна позволять легко извлечь их из поддона для периодической

их очистки от шлама. На рис. 57 приведена конструкция подобного фильтра. При тонком распылении воды сетчатые фильтры имеют несколько иную конструкцию (рис. 58, а). Эти фильтры называют бутылочными. Устанавливают их вне камеры, на нагнетательном трубопроводе.

Бутылочный фильтр состоит из металлического цилиндра 1, в котором соосно установлен цилиндр из латунной сетки. Загрязненная вода из насоса поступает внутрь сетчатого цилиндра по трубе 3. Затем вода проходит через сетку 2, в которой задерживаются

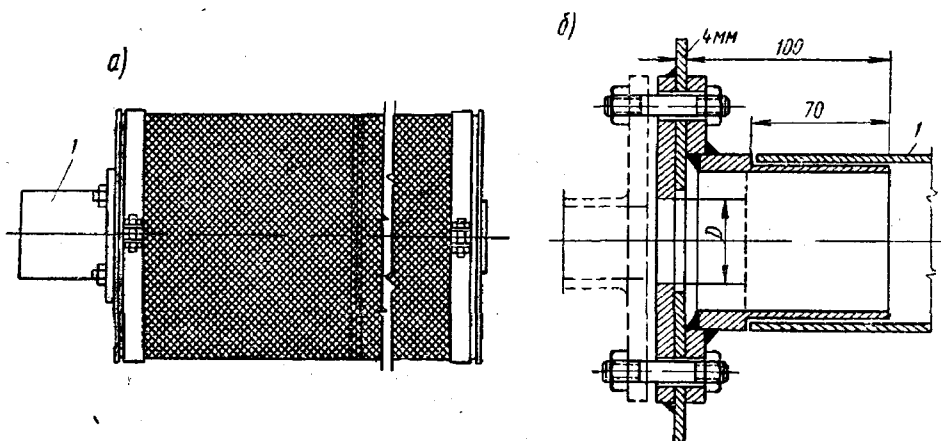


Рис. 57. Сетчатый фильтр для воды, устанавливаемый в поддоне кондиционера:

а — фильтр; 1 — патрубок фильтра; б — укрепление на поддоне втулки для фильтра

взвеси, и далее в отфильтрованном виде поступает в кольцевое пространство между сеткой и металлическим цилиндром. Шлам в процессе работы фильтра оседает на внутренней поверхности сетки. Из кольцевого пространства очищенная вода поступает в трубу 4, по которой она подается к форсункам. Очистка такого фильтра от осевшего шлама производится промывкой обратным током воды (рис. 58, б).

При наличии в рециркуляционном воздухе волокнистой пыли (например, в установках кондиционирования воздуха на текстильных предприятиях) очистку воды производят с помощью коксовых или гравийных фильтров (рис. 59). Такие фильтры представляют собой металлические или железобетонные резервуары, состоящие из трех отделений. В левое крайнее отделение по трубе 1 стекает загрязненная волокнистой пылью вода, далее поступающая во второе отделение (отделенное от грязного отделения глухой стенкой 2), в котором проходит через слой фильтрующего материала (кокса или гравия). Из второго отделения отфильтрованная вода через сетку 4 переливается в чистое отделение фильтра, откуда с помощью насоса нагнетается в бутылочные фильтры, являющиеся второй, более тонкой ступенью очистки.

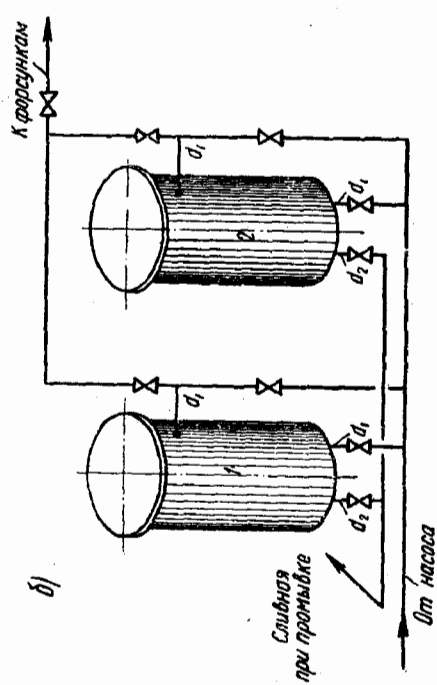
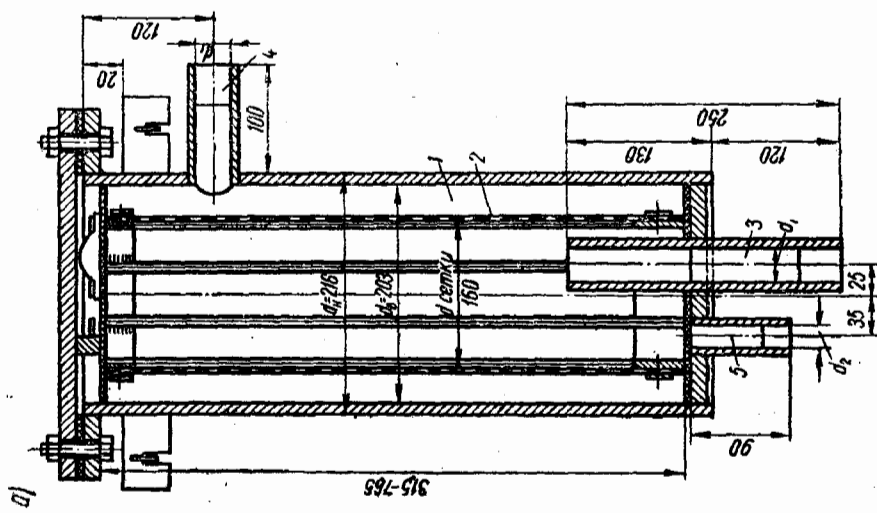


Рис. 58. Бутылочные сетчатые фильтры для воды.

1 — корпус; 2 — сетка; 3 — подающий трубопровод от насоса; 4 — выход из фильтра к форсункам; 5 — промывное устройство

Фильтрующий материал (кокс или гравий) располагают на колосниковой решетке 3, и состоит он из трех слоев различной крупности. Нижний слой содержит более крупные куски размером до 40 мм, размеры кусков второго слоя до 20 мм и третьего — до 10 мм. Толщина каждого из слоев равна 100 мм. Таким образом, общая толщина фильтрующего материала составляет 300 мм.

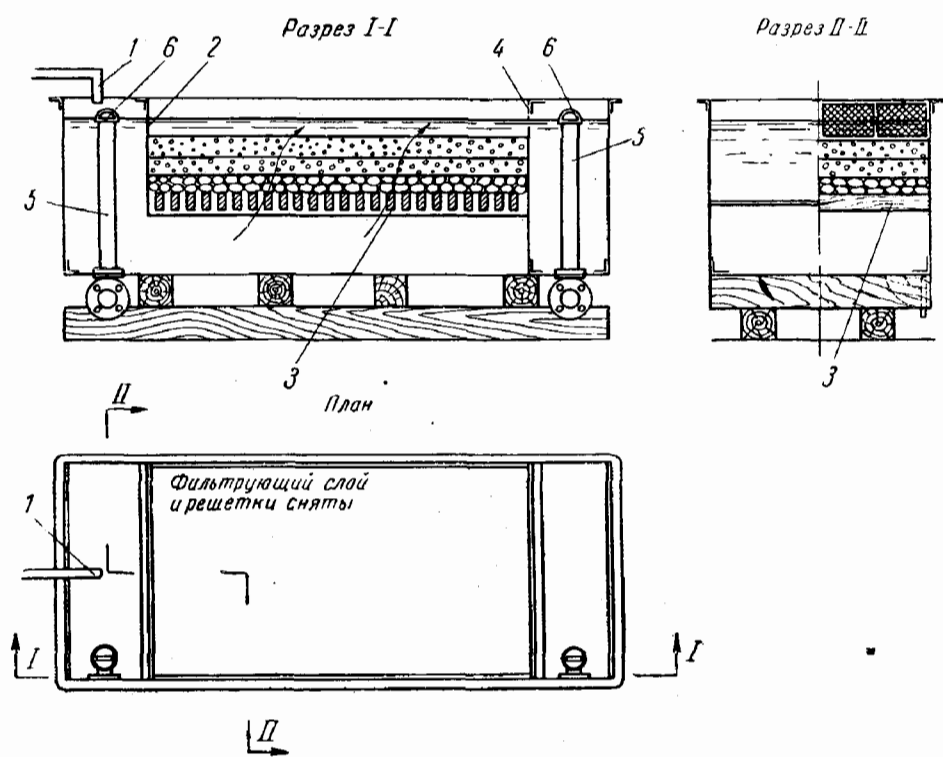


Рис. 59. Коксовый фильтр для воды

Для спуска воды из фильтра предусматривают специальные спускные отверстия, закрываемые пробками на штангах 5, имеющих ручки 6. Очистка фильтра производится промывкой его в направлении сверху вниз с помощью брандспойта. При сильном загрязнении воздуха вместо промывки можно производить полную смену фильтрующего материала. Производительность таких фильтров принимается в зависимости от степени загрязнения воздуха 5000 ÷ 8000 л/ч на 1 м² лобовой поверхности.

§ 11. НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ И ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ВОДЯНОЙ СЕТИ

Вода в системе форсуночных кондиционеров обычно перемещается центробежными насосами, создающими давление 1,0—3,0 ати при применении форсунок грубого распыла и 4—5 ати — при форсунках тонкого распыла. Как правило, соединение насосов с двигателем следует делать на одной оси.

0-1-0-0-1,

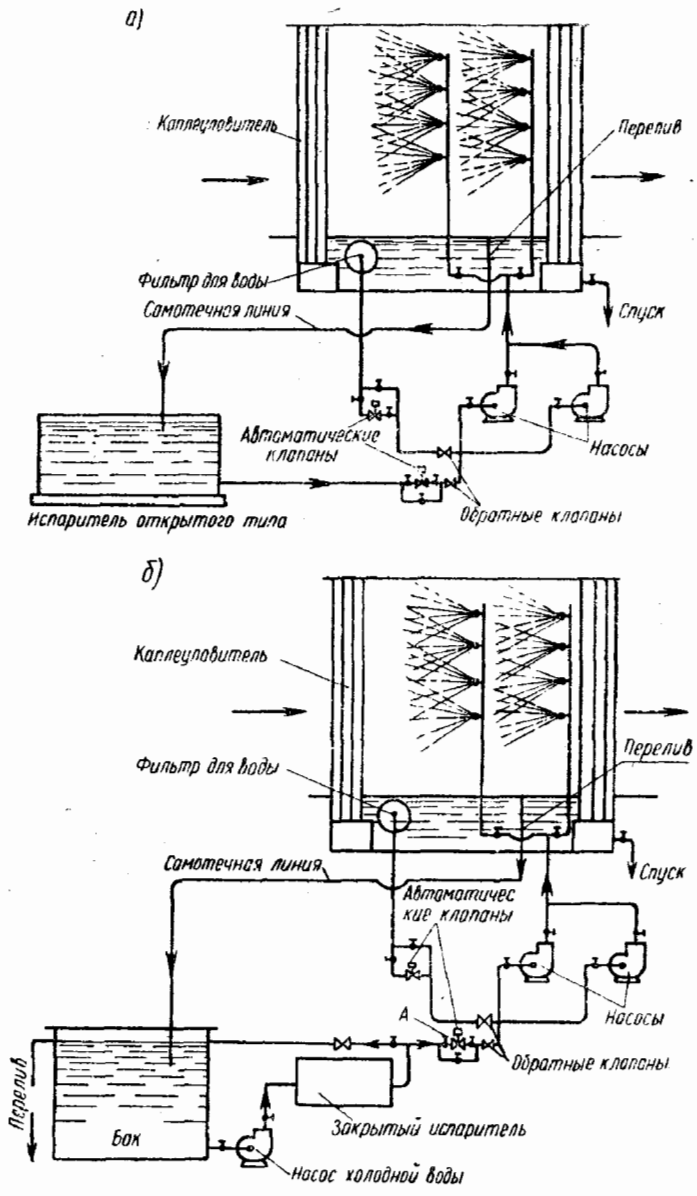


Рис. 60. Принципиальные схемы устройства водяной сети:
 а — схема с испарителем открытого типа; б — схема с испарителем закрытого типа

Давление, которое должны создавать насосы, складывается из давления перед форсунками, давления, потребного на преодоление сопротивления на всасывающем и нагнетательном трубопроводах и манометрической высоты подъема воды насосом.

Рекомендуется устанавливать два насоса, суммарная производительность которых равна максимальному расходу воды. Последнее позволяет рациональнее эксплуатировать насосную установку. В летнее время при максимальном расходе будет работать два насоса, а зимой, когда требуется меньший расход, достаточно одного насоса.

На рис. 60 показаны две принципиальные схемы водяной сети. При установке испарителя открытого типа применяется схема, изображенная на рис. 60, а. Испаритель холодильной установки в этом случае устанавливают ниже поддона кондиционера с таким расчетом, чтобы обеспечить самотек воды, сливающейся из поддона.

При установке испарителей закрытого (кожухотрубного) типа используется схема, изображенная на рис. 60, б, из которого видно, что в этом случае предусматривается промежуточный бак и дополнительный насос, перекачивающий воду в летнее время из бака в форсунки (второй насос работает только в зимний период). Промежуточный бак необходим для обеспечения равномерной работы холодильных установок. Наличие в баке запаса воды (примерно равного 6—10-минутному расходу ее) позволяет реже включать и выключать компрессор.

§ 12. ФИЛЬТРЫ ДЛЯ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА ОТ ПЫЛИ

Для очистки воздуха, проходящего через форсуночный кондиционер, используют фильтры. При прямоточной схеме кондиционирования воздуха очистке подвергается только наружный воздух, вследствие чего фильтры устанавливают при входе наружного воздуха в кондиционер.

В системах кондиционирования воздуха, использующих рециркуляцию воздуха, обычно предусматривают очистку всего воздуха, проходящего через кондиционер, т. е. как наружного, так и рециркуляционного.

Для очистки воздуха в кондиционирующих аппаратах в последнее время широко применяют масляные самоочищающиеся фильтры (рис. 61). Такой фильтр состоит из двух последовательно установленных панелей, из которых каждая представляет собой непрерывную ленту из сетки.

При монтаже каждая из панелей натягивается между двумя валиками, из которых верхний является ведущим, а нижний — натяжным. Верхние валики закреплены в подшипниках и приводятся во вращение от электродвигателя через двухступенчатый червячный редуктор. На пути движения панели проходят через масляную ванну, в которой очищаются от осевшей пыли. В донной части ванны

предусмотрена ручная мешалка для взмучивания осадка перед удалением отработанного масла.

Ванну фильтра заполняют маслом. В процессе работы уровень масла можно контролировать щупом. Масло заменяют после того, как его пыленасыщенность составит $0,3 \text{ кг/л}$. Продолжительность непрерывной работы без смены масла зависит от начальной запыленности воздуха.

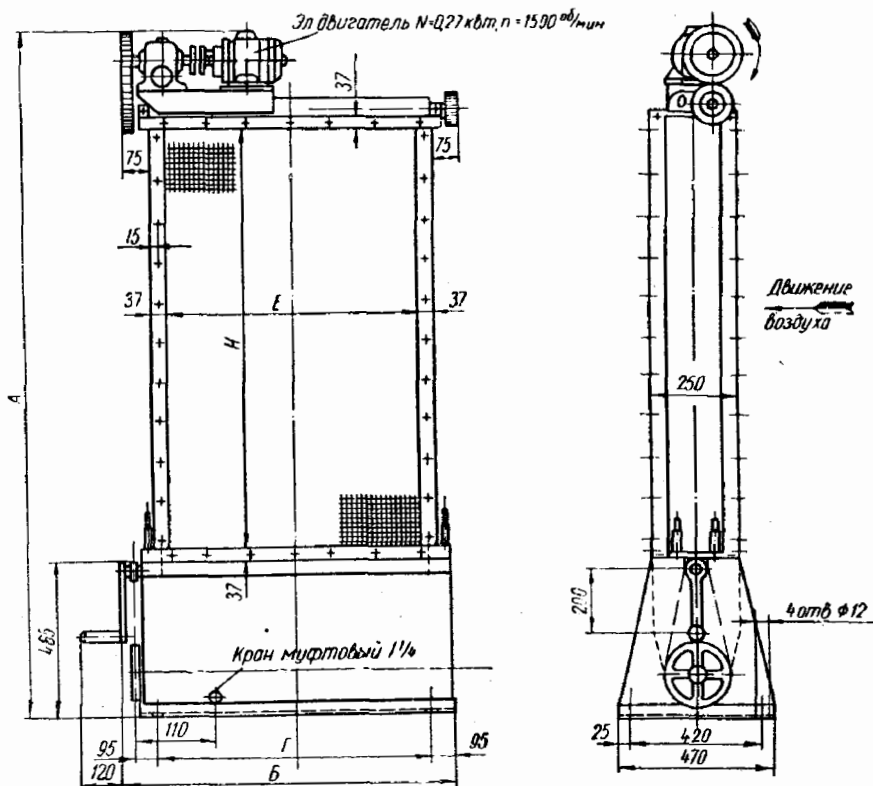


Рис. 61. Масляный самоочищающийся фильтр для очистки воздуха от пыли

Отработанное масло удаляется из ванны через нижний кран самотеком или с помощью масляного насоса. Два раза в год нужно промывать панель горячим 10%-ным водным раствором каустической соды. Для этой цели раствор заливают в ванну, и панели прокручиваются в ней в течение 3 ч, после чего раствор сливают и фильтр промывают водой из брандспойта. После заливки бака маслом и полуторачасовой работы фильтра его останавливают на $\frac{1}{2}$ часа, в течение которых с сеток стекает избыток масла.

Допускаемая удельная производительность указанного типа фильтров достигает $10\,000 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$. Гидравлическое сопротивление фильтра при указанной нагрузке составляет 10 кг/м^2 . Мощность электродвигателя фильтра $N=0,27 \text{ кВт}$. Для заливки фильтра при-

меняют веретенное или парфюмерное масло № 2. Средний коэффициент очистки достигает примерно 95%.

В табл. 17 приведены основные технические данные масляных самоочищающихся фильтров типовых кондиционеров.

Таблица 17

Технические данные самоочищающихся масляных фильтров

| Технические данные | Типы фильтров | | |
|--|----------------------|----------------------|----------------------|
| | К _д 1006А | К _д 2006А | К _д 4006А |
| Производительность, м ³ /ч | 10 000 | 20 000 | 40 000 |
| Удельная нагрузка, м ³ /м ² ·ч | 10 000 | 10 000 | 11 650 |
| Расчетное сопротивление, кг/м ² | 10 | 10 | 10 |
| Площадь лобовой поверхности, м ² | 1,01 | 2 | 3,43 |
| Полезная емкость масляного бака, л | 75 | 135 | 175 |
| Размеры, мм: | | | |
| А | 2130 | 2130 | 2630 |
| Б | 1010 | 1650 | 2160 |
| Г | 750 | 1510 | 2020 |
| Е | 776 | 1536 | 2046 |
| Н | 1300 | 1300 | 1800 |
| Вес, кг | 213 | 292 | 485 |

§ 13. КАЛОРИФЕРЫ

Нагревание воздуха в форсуночных кондиционерах производится с помощью калориферов. Для типовых форсуночных кондиционеров изготавливают типовые секции подогрева, работающие на горячей, перегретой воде с температурой до 150° или на паре давлением до 6 атм.

Секция подогрева состоит из стального корпуса с нагревательными элементами и крышками (рис. 62). Нагревательные элементы представляют собой оцинкованные спиральнооробренные трубки, приваренные к трубным решеткам. Перегородки в крышках трубных решеток обеспечивают многоходовое движение теплоносителя. Секции изготавливают с одним, двумя или тремя рядами нагревательных элементов. В верхней части секции имеется обводной канал (в последнее время стали изготавливаться секции без такого канала). Регулирование теплопроизводительности осуществляют при помощи сдвоенного секционного клапана, устанавливаемого вместе с секцией, который пропускает часть воздуха через обводной канал. Теплопроизводительность при теплоносителе-воде можно регулировать путем изменения расхода теплоносителя.

Секции подогрева, работающие на теплоносителе-воде, имеют горизонтальное расположение греющих элементов с последовательным движением теплоносителя по ним. При теплоносителе-паре греющие элементы располагают вертикально и имеют параллельное

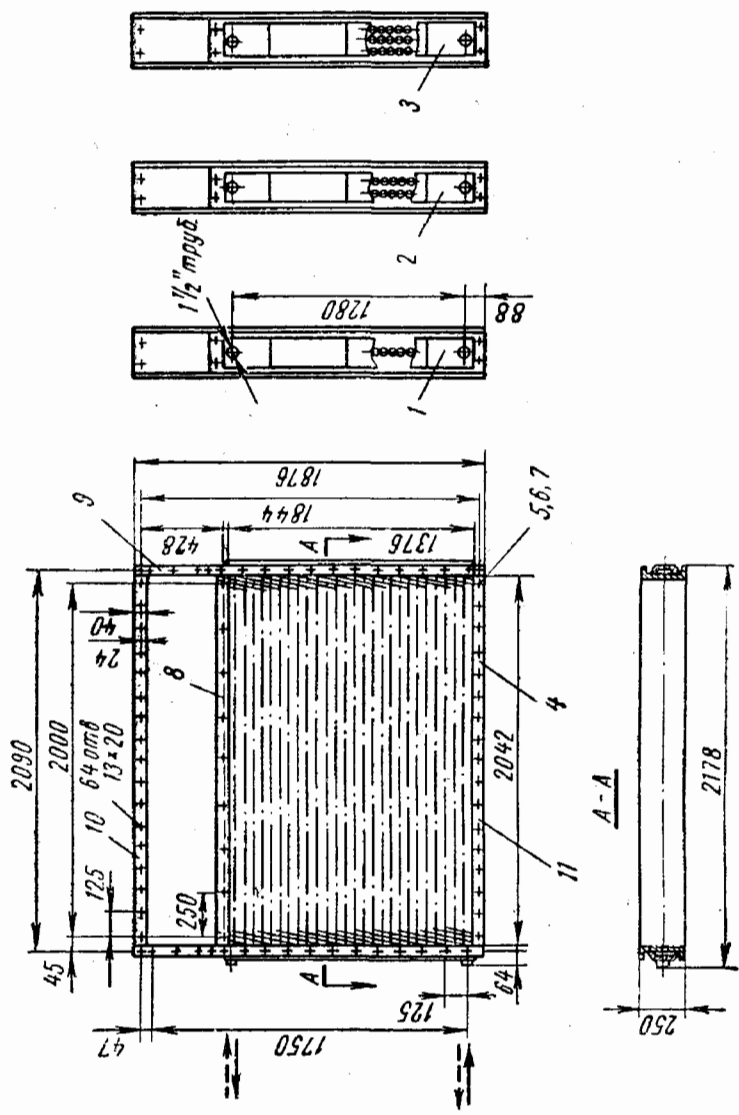


Рис. 62. Секция подогрева с обводным каналом производительностью 40 000 м³/час в металлическом исполнении:

1 — секция однорядная (1); 2 — секция двухрядная (1); 3 — секция трехрядная (1); 4 — прокладка (1); 5 — болт М10×30(76); 6 — гайка М10 (76); 7 — шайба 10 (76); 8 — перегородка (1); 9 — стенка боковая (2); 10 — стенка (1); 11 — стенка (1)
 Примечание. Обозначение подводов и отводов теплоносителей: вода —→ пар ---→

движение теплоносителя. Коэффициент теплопередачи секций подогрева определяют по формулам:

при теплоносителе-воде:

$$K = 12 (v\gamma)^{0,5} w^{0,1} \text{ при } w \geq 0,4 \text{ м/сек}; \quad (\text{IV-21})$$

при теплоносителе-паре:

$$K = 13,25 (v\gamma)^{0,55}, \quad (\text{IV-22})$$

где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в живом сечении калорифера (по воздуху), $\text{кг/м}^2 \cdot \text{сек}$;

w — скорость воды в трубках калорифера, м/сек .

Сопротивление калориферов проходу через них воздуха вычисляют по формулам, приведенным в табл. 18.

Таблица 18

Сопротивление калориферов проходу воздуха

| Тип секций подогрева | Формула для определения сопротивления h , кг/м^2 | Тип секций подогрева | Формула для определения сопротивления h , кг/м^2 |
|----------------------|---|----------------------|---|
| Теплоноситель-вода | | Теплоноситель-пар | |
| Однорядные | $h_1 = 0,16 (v\gamma)^{1,8}$ | Двухрядные | $h_1 = 0,29 (v\gamma)^{1,89}$ |
| Двухрядные | $h_2 = 0,22 (v\gamma)^{1,86}$ | Трехрядные | $h_2 = 0,50 (v\gamma)^{1,75}$ |
| Трехрядные | $h_3 = 0,312 (v\gamma)^{1,86}$ | Четырехрядные | $h_3 = 0,65 (v\gamma)^{1,75}$ |

В соответствии с рассчитанной поверхностью теплообмена калориферные установки могут состоять из нескольких секций, устанавливаемых последовательно по воздуху. При установке секций подогрева последовательно по воздуху общее сопротивление калориферной установки определяют как сумму сопротивлений отдельных секций, подсчитанных по формулам, приведенным в табл. 18.

В табл. 19 приведены основные данные изготавливаемых типовых секций подогрева, работающих на теплоносителе-воде (наиболее часто применяемых в установках кондиционирования воздуха).

§ 14. ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

В практике кондиционирования для охлаждения и осушения воздуха широко применяют гладкотрубные и ребристые теплообменные аппараты. Эти аппараты обобщенно называют поверхностными воздухоохладителями.

Последние могут быть как гладкотрубные, так и ребристые.

Наиболее широкое распространение получили ребристые воздухоохладители вследствие их большей компактности. Эти аппараты

Основные данные секций подогрева, работающих на теплоносителе-воде

| Технические данные секций | Производительность по воздуху, м ³ /ч | | |
|---|--|---------|----------|
| | 10 000 | 20 000 | 40 000 |
| Однорядные | | | |
| Живое сечение для прохода воздуха, м ² | 0,353 | 0,698 | 1,24 |
| Поверхность теплообмена, м ² | 13,57 | 26,85 | 47,6 |
| Живое сечение для прохода воды, м ² | 0,0005 | 0,00102 | 0,001275 |
| Двухрядные | | | |
| Живое сечение для прохода воздуха, м ² | 0,353 | 0,698 | 1,24 |
| Поверхность теплообмена, м ² | 27,14 | 53,7 | 95,2 |
| Живое сечение для прохода воды, м ² | 0,00102 | 0,00204 | 0,00255 |
| Трехрядные | | | |
| Живое сечение для прохода воздуха, м ² | 0,353 | 0,698 | 1,24 |
| Поверхность теплообмена, м ² | 40,71 | 80,55 | 142,8 |
| Живое сечение для прохода воды, м ² | 0,00153 | 0,00306 | 0,003825 |

изготавливают со спиральнонавитыми ребрами, круглыми насадными ребрами или с пластинчатым оребрением. В последние годы начали выпускать воздухоохладители со спиральнонакатными ребрами. Поверхностный воздухоохладитель представляет собой теплообменный аппарат, аналогичный секциям подогрева. В отличие от последних по трубкам поверхностных воздухоохладителей пропускается не теплоноситель, а хладоноситель (холодная вода или рассол), вследствие чего воздух, проходя через такой теплообменный аппарат и соприкасаясь с холодными поверхностями труб и оребрения, охлаждается. Если температура поверхности воздухоохладителя ниже температуры точки росы, то одновременно с охлаждением будет происходить и осушение воздуха. При температуре охлаждающей поверхности выше температуры точки росы воздух будет охлаждаться при постоянном влагосодержании.

Для центральных кондиционеров в НИИ сантехники разработано два типа поверхностных оребренных воздухоохладителей, работающих на хладоносителе-воде. Первый тип изготавливают из стальных труб с навитыми стальными ребрами, а второй тип — из алюминиевых ребристых труб. При номинальной производительности этих воздухоохладителей в 10, 20 и 40 тыс. м³/ч их изготавливают трех- и четырехрядные. При номинальной производительности в

120 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ воздухоохлаждатели бывают двух- и четырехрядными. На рис. 63 показаны трех- и четырехрядные типовые секции поверхностных воздухоохлаждателей производительностью от 10 до 40 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$. Как видно из рисунка, взаимное соединение отдельных рядов по теплоносителю принято последовательное. Основные кон-

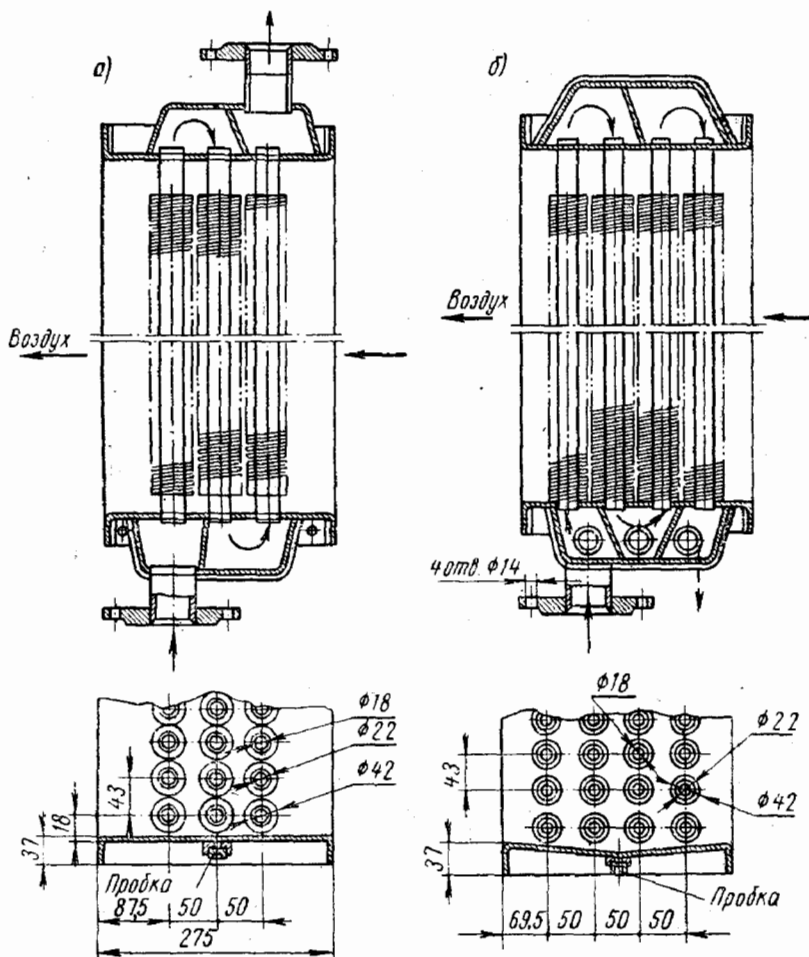


Рис. 63. Типовые секции поверхностных воздухоохлаждателей:
а — трехрядная секция; б — четырехрядная секция

структивные данные типовых стальных поверхностных воздухоохлаждателей приведены в табл. 20.

Для обеспечения стока конденсата с охлаждающей поверхности ребер последние нужно располагать в вертикальной плоскости. Для сбора стекающего конденсата под поверхностными воздухоохлаждателями предусмотрен поддон, удаление конденсата из которого в канализацию производят через специальную трубу (рис. 63).

Таблица 20

Основные конструктивные данные типовых поверхностных воздухоохладителей

| Характеристика воздухоохладителя | Производительность по воздуху, м³/ч | | | | | | | |
|--|-------------------------------------|---------------|-------------|---------------|-------------|---------------|-------------|---------------|
| | 10 000 | | 20 000 | | 40 000 | | трехрядн. | четырёх-рядн. |
| | трехрядн. | четырёх-рядн. | трехрядн. | четырёх-рядн. | трехрядн. | четырёх-рядн. | | |
| Единица измерения | КА1004Т-01Г | КА1004Т-02Г | КА2004Т-01Г | КА2004Т-02Г | КА4004Т-01Г | КА4004Т-02Г | КА4004Т-01Г | КА4004Т-02Г |
| Живое сечение | 0,445 | 0,445 | 0,88 | 0,88 | 1,64 | 1,64 | 1,64 | 1,64 |
| Поверхность теплообмена | 51 | 68 | 100,9 | 134,5 | 188 | 250,9 | 188 | 250,9 |
| Число труб в одном ряду теплообменника | 30 | 30 | 30 | 30 | 42 | 42 | 42 | 42 |
| Число ходов для хладоносителя | 3 | 4 | 3 | 4 | 3 | 4 | 3 | 4 |
| Сечение для прохода воды в трубках | 0,00762 | 0,00762 | 0,00762 | 0,00762 | 0,0107 | 0,0107 | 0,0107 | 0,0107 |
| Шаг навивки ленты | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Вес (без воды) | 216 | 269 | 375 | 479 | 649 | 833 | 649 | 833 |

Поддерживать определенную влажность воздуха в помещении с помощью таких аппаратов невозможно. Однако совместная установка этих теплообменников с увлажнительной камерой создает возможность круглогодичного кондиционирования воздуха, обеспечивающего поддержание не только температурных условий, но и заданных значений влажности воздуха. Самостоятельно металлические теплообменные аппараты широко применяют для охлаждения воздуха в различных технологических процессах.

Процесс охлаждения и осушения воздуха, происходящий при контакте его с твердой охлаждающей поверхностью, изображается на $I-d$ -диаграмме совершенно так же, если бы этой поверхностью являлась поверхность капель воды, разбрызгиваемой в оросительной камере. Однако в других случаях имеются некоторые особенности, которые рассматриваются ниже.

Допустим, что состояние воздуха до воздухоохладителя определяется точкой B (рис. 64), а после — точкой O , т. е. процесс охлаждения должен происходить при $d_B = \text{const}$. Тепло, отдаваемое воздухом в воздухоохладителе, воспринимается хладоносителем (холодной водой или рассолом), который вследствие этого нагревается, повышая свою температуру от t_{K1} до t_{K2} . Расчетная температура поверхности воздухоохладителя в этом случае приблизительно равна $\frac{t_{K1} + t_{K2}}{2} = t_{KCP}$, а процесс охлаждения будет изображаться лучом BK_{CP} .

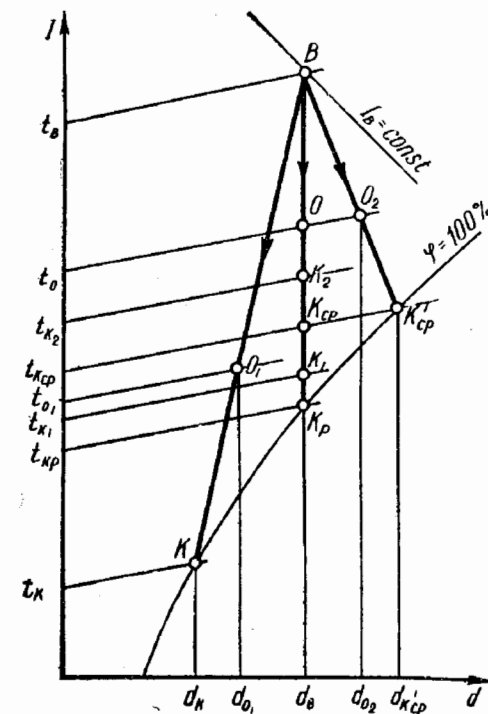


Рис. 64. Особенности изменения состояния воздуха при соприкосновении его с твердыми охлаждающими поверхностями

В качестве хладоносителя (вместо воды или рассола) можно применять хладогент (например, фреон), который испаряется в воздухоохладителе. В этом случае температура поверхности теплообмена в процессе охлаждения сохранится постоянной и равной температуре испарения хладогента (так как теплообмен при этом происходит только за счет теплоты испарения хладогента).

Если вместо твердой поверхности воздух соприкасается с капельками разбрызгиваемой воды, имеющей среднюю температуру такую же, как и в предыдущем случае, т. е. t_{KCP} , то процесс изобразился бы линией BK_{CP}' , причем при охлаждении воздуха до темпе-

ратуры t_0 (точка O_2) его влагосодержание увеличится на величину $(d_{02} - d_B)$, т. е. процесс охлаждения будет сопровождаться увлажнением.

Когда температура охлаждающей поверхности будет ниже температуры точки росы $t_{нр}$, например t_K , то процесс охлаждения

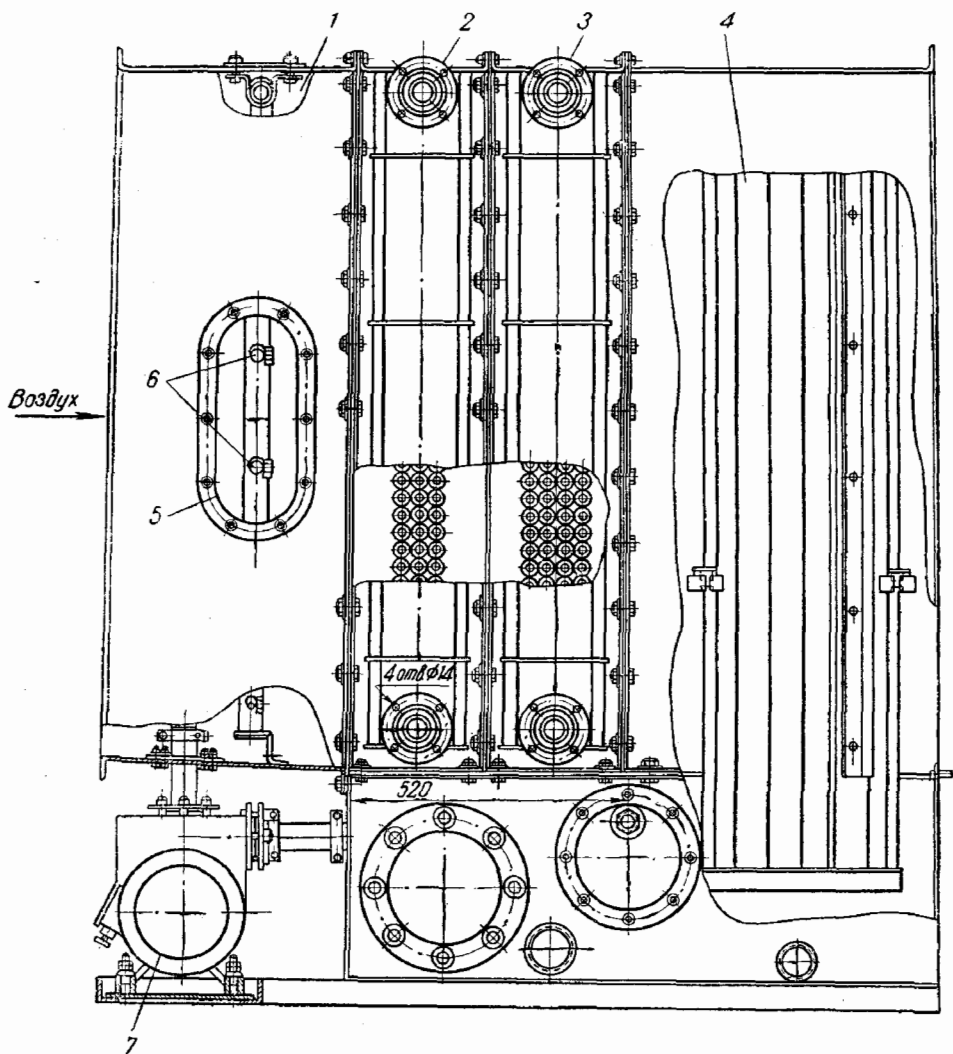


Рис. 65. Схема типового орошаемого воздухоохладителя производительностью 10, 20 и 40 тыс. $m^3/ч$:

1 — корпус; 2 — трехрядная секция; 3 — четырехрядная секция; 4 — выходной сепаратор; 5 — смотровое стекло; 6 — стояк с форсунками; 7 — циркуляционный насос

начнет сопровождаться осушением воздуха, а прямая BK явится лучом этого процесса. Влага из воздуха станет выпадать даже в том случае, если конечная температура охлаждаемого воздуха будет выше температуры точки росы (например, если бы конечное со-

стояние воздуха определялось точкой O_1). Количество выпавшего конденсата для точки O_1 будет равно $(d_B - d_{O1})$. Последнее объясняется тем, что около охлаждающей поверхности образуется температурное поле, причем температура воздуха в пограничном слое у поверхности весьма близка к температуре охлаждающей поверхности (t_K), при которой из этого слоя воздуха выпадает конденсат. С удалением от поверхности охлаждения температура воздуха будет расти (по закону кривой).

В последние годы в НИИ сантехники разработаны конструкции кондиционеров, использующих поверхностные орошаемые воздухоохладители. Такие аппараты являются комбинацией из обычных поверхностных воздухоохладителей и укороченной камеры орошения, в которой разбрызгивается рециркулирующая вода (рис. 65).

Орошаемые поверхностные воздухоохладители обеспечивают возможность охлаждения воздуха при одновременной осушке его, а в зимний период — увлажнение воздуха. Такие аппараты изготавливают производительностью в 10, 20, 40 и 120 тыс. $m^3/ч$ со стальными и алюминиевыми оребренными трубками, число рядов которых по ходу воздуха может составлять от 2 до 11. Орошают воздухоохладители с помощью форсунок с диаметром выходного отверстия 4—5 мм при давлении воды около 1,5 атм.

По сравнению с неорошаемыми поверхностные орошаемые воздухоохладители при небольшом количестве распыляемой воды могут очищать воздух от пыли и в некоторых случаях удалять из воздуха неприятные запахи. Кроме того, орошение способствует интенсификации процесса тепло- и влагообмена.

При весовой скорости воздуха в сечении укороченной форсуночной камеры $v \gamma = 6 \text{ кг}/m^2 \cdot \text{сек}$ во избежание уноса капель за воздухоохладителем устанавливается пластинчатый сепаратор. Скорость движения воды в трубках принимают в пределах от 0,5 до 1,5 м/сек. Для сбора распыляемой воды эти аппараты снабжены поддоном. Количество разбрызгиваемой воды принимают в пределах от 0,7 до 1,0 л на 1 кг проходящего воздуха через воздухоохладитель.

**ПОСТРОЕНИЕ НА $I-d$ -ДИАГРАММЕ
ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА****§ 1. ОСНОВНЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ К ВЫБОРУ СПОСОБА ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА И ПОСТРОЕНИЮ ПРОЦЕССОВ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ НА $I-d$ -ДИАГРАММЕ**

Для поддержания заданной температуры и относительной влажности внутри кондиционируемых помещений приточный воздух, поступающий в эти помещения, предварительно подвергают тепло-влажностной обработке в кондиционере.

В летний период в зависимости от расчетных параметров наружного воздуха и заданных параметров внутри помещения обработка приточного воздуха может заключаться в его охлаждении и осушении или может ограничиться только снижением его температуры за счет адиабатического процесса, сопровождающегося увлажнением обрабатываемого воздуха. Выше (в § 1 гл. IV) было показано, что если при расчетных параметрах наружный воздух имеет более высокое теплосодержание и влагосодержание, чем приточный воздух, то тепловлажностная обработка в кондиционере заключается в охлаждении и осушении.

В тех случаях, когда в вентилируемых помещениях преобладающей вредностью является явное тепло при незначительных количествах выделяющейся влаги, то в летний период в районах с сухим и жарким климатом можно не осушать приточный воздух, а ограничиться снижением его температуры с помощью адиабатического процесса. При этом способе обработки часть явного тепла, содержащегося в воздухе, при контакте с капельками воды, имеющими температуру, равную температуре мокрого термометра, переходит в скрытое, снижая его температуру. Одновременно с этим увеличивается влагосодержание воздуха вследствие происходящего испарения воды. Теплосодержание обрабатываемого воздуха в таких случаях остается почти неизменным.

Схема обработки приточного воздуха в кондиционере может быть как прямоточной, так и с рециркуляцией. Использование рециркуляционного воздуха в системах кондиционирования производится как зимой, так и летом. Если зимой рециркуляция экономит тепло на нагрев приточного воздуха, то летом в системах кондиционирования, работающих на охлаждение и осушение воздуха, использование рециркуляционного воздуха позволяет получить экономию холода: теплосодержание наружного воздуха в таких случаях больше, чем рециркуляционного. Применять рециркуляцию в системах кондиционирования воздуха, использующих в летнее время адиабатический процесс для снижения температуры приточного

воздуха, невозможно, поскольку теплосодержание наружного воздуха в этих случаях всегда меньше, чем у рециркуляционного.

Системы кондиционирования воздуха, которые в летнее время работают на охлаждение с понижением теплосодержания, условимся называть системами полного кондиционирования, а системы, работающие в летнее время на адиабатическом режиме увлажнения, системами неполного кондиционирования. В зимний период тепловлажностная обработка воздуха в обеих системах одинакова и заключается в нагревании и увлажнении воздуха.

Система полного кондиционирования обеспечивает поддержание заданных параметров (температуры и относительной влажности) в течение всего года, тогда как система неполного кондиционирования в летнее время позволяет поддерживать только заданную внутреннюю температуру и то в известных пределах— в зависимости от параметров наружного воздуха.

Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха при построении процессов обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме выбирают в соответствии с указаниями и рекомендациями, приведенными в § 2 гл. V.

Рассматриваемые в настоящей главе построения на $I-d$ -диаграмме основных процессов кондиционирования относятся ко всем видам обработки воздуха при непосредственном контакте с водой (в форсуночных камерах, воздухоохладителях с орошаемой насадкой и др.), а также и к процессам охлаждения и осушения воздуха, производимым с помощью поверхностных воздухоохладителей.

§ 2. РАСЧЕТНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ВНУТРЕННЕГО И НАРУЖНОГО ВОЗДУХА ДЛЯ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

Кондиционирование воздуха предусматривают для создания и поддержания искусственного климата (температуры, влажности и скорости воздуха) внутри жилых, общественных и производственных помещений. Если в жилых и общественных помещениях параметры внутреннего воздуха обусловлены только санитарно-гигиеническими требованиями, то в производственных помещениях эти параметры устанавливают с учетом как санитарно-гигиенических, так и технологических требований. Необходимые данные расчетных параметров внутреннего воздуха приведены в СНиП II-Г.7-62. В тех случаях, когда технологические требования выходят за пределы норм, метеорологические условия внутри помещения согласовывают с органами Главной государственной санитарной инспекции.

Наблюдениями установлено, что в зимний период при наружной температуре -30° человек при входе в помещение не испытывает болезненных ощущений, несмотря на значительный перепад температур. Однако в летнее время картина иная. Если температура помещения лишь на $12-15^{\circ}$ ниже температуры наружного воздуха, то и такие температурные условия в некоторых случаях могут вы-

звать простудные заболевания. Поэтому в летний период значения температуры внутри кондиционируемых помещений рекомендуется принимать не ниже некоторого минимума, определяемого с помощью выражения [Л. 41]

$$t_{\text{мин}} = 22,2 + 0,33(t_{\text{нл}} - 21), \quad (\text{V-1})$$

где $t_{\text{нл}}$ — расчетная температура наружного воздуха в летнее время для установок кондиционирования воздуха.

Для средней полосы СССР величину $t_{\text{мин}}$ можно принимать на 5—7° ниже расчетной наружной температуры для кондиционирования воздуха.

Согласно СНиП II-Г.7-62, для систем полного кондиционирования принимают расчетные параметры Б наружного воздуха, приведенные в приложении IV. Эти параметры определяют расчетной наружной температурой и соответствующим значением теплосодержания наружного воздуха.

Если нет данных о средних многолетних наблюдениях, то расчетная наружная температура t_6 определяется выражением

$$t_6 = \frac{t_a + t_B}{2} \text{ [град]},$$

где t_a — средняя температура самого жаркого месяца в 13 часов;
 t_B — максимальная температура.

Величину теплосодержания наружного воздуха I_6 (при отсутствии средних многолетних наблюдений для данного пункта) можно принимать равной

$$I_6 = \frac{I_a + I_B}{2} \text{ [ккал/кг сух. возд]},$$

где I_a — теплосодержание воздуха, соответствующее средней температуре t_a и средней относительной влажности воздуха в 13 часов самого жаркого месяца;

I_B — теплосодержание воздуха, соответствующее максимальной температуре t_B и вычисленной абсолютной влажности для нее.

В некоторых случаях и при соответствующих обоснованиях технологическими требованиями допускается принимать параметры наружного воздуха по группе В. Эти параметры определяются максимальной температурой наружного воздуха t_B и соответствующим его теплосодержанием I_B .

Для холодного периода расчетные параметры Б определяются расчетной температурой для проектирования отопления и теплосодержанием воздуха, соответствующим этой температуре и средней относительной влажности самого холодного месяца в 13 часов.

При применении параметров В последние для холодного периода определяются абсолютной минимальной температурой и теплосодержанием воздуха, соответствующим этой температуре и сред-

ней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 часов. Для систем неполного кондиционирования в качестве расчетных принимают параметры А для летнего периода, а для зимнего — параметры Б.

§ 3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АДИАБАТИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИСПАРЕНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПРИТОЧНОГО ВОЗДУХА В ЛЕТНИЙ ПЕРИОД (НЕПОЛНОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ)

Снижение температуры приточного воздуха в летнее время с помощью адиабатического процесса широко практикуется на предприятиях текстильной промышленности, расположенных в районах с сухим и жарким климатом, в которых преобладает выделение явного тепла при незначительных выделениях влаги.

Физическая сущность указанного способа снижения температуры заключается в следующем. Наружный воздух, обрабатываемый в оросительной камере, вступая в контакт с капельками разбрызгиваемой воды, имеющей температуру мокрого термометра (т. е. $t_{\text{воды}} = t_{\text{м}}$), принимает состояние, близкое к состоянию насыщения (практически $\phi \approx 95\%$), за счет происходящего в этом случае испарения влаги.

Естественно, что испарение происходит лишь тогда, когда обрабатываемый воздух имеет относительную влажность ниже 100%. Источником тепла в процессе испарения для рассматриваемой системы «вода — воздух» является воздух, а потенциалом переноса тепла — разность температур между воздухом и водой, которая при $t_{\text{воды}} = t_{\text{м}}$ равна психрометрической разности температур ($t_{\text{с}} - t_{\text{м}}$).

В результате происходящего теплообмена приточный воздух, отдавая явное тепло, снижает свою температуру. В условиях теоретического процесса при достижении полного насыщения конечная температура воздуха должна быть равна температуре мокрого термометра. Однако практически достичь такого состояния воздуха в реальной камере не удается.

Обычно конечная относительная влажность воздуха близка к $\phi = 95\%$. Изложенное позволяет сделать вывод о том, что в летний период из всех основных элементов, составляющих форсуночный кондиционер, функционирует только камера орошения.

В камере орошения разбрызгиваемая вода при контакте с обрабатываемым воздухом принимает температуру мокрого термометра. Для поддержания указанной температуры воды не требуется специальных охлаждающих устройств. Из общего количества разбрызгиваемой воды испаряется всего 3—5%. Остальная часть ее выпадает в поддон, откуда забирается насосом и направляется к форсункам. Добавление воды производится автоматически с помощью шарового крана.

Вследствие незначительного количества добавляемой воды заметного изменения температуры разбрызгиваемой воды не наблюдается. Поэтому практически считают, что температуру разбрыз-

гиваемой воды с достаточным для расчетов приближением можно принимать равной температуре мокрого термометра, а конечное состояние обрабатываемого воздуха — определять точкой пересечения линии $I = \text{const}$, проведенной через точку заданного состояния наружного воздуха (в летний период), с кривой $\phi = 95\%$.

Рассмотрим построение этого процесса кондиционирования воздуха на $I-d$ -диаграмме.

Исходными данными для построения процесса являются расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха; кроме того, должно быть также известно количество тепла и влаги, выделяющееся в помещении.

Обозначим параметры наружного воздуха через t_n и ϕ_n , а расчетные параметры внутреннего воздуха* — через t_v и $\phi_v = a \div b$. Заметим, что значение относительной влажности внутреннего воздуха в этом случае дается в определенных допустимых пределах, поскольку при данном способе обработки воздуха, как это будет видно из дальнейшего, не представляется возможным поддерживать заданное значение относительной влажности ϕ_v .

Если же поддержание относительной влажности воздуха внутри помещения ограничено некоторыми допустимыми пределами (например, от $\phi_v = a$ до $\phi_v = b$), то рассматриваемый способ обработки воздуха в ряде случаев может быть успешно использован.

На рис. 66а изображена принципиальная схема такого устройства кондиционирования воздуха. Буквы H , O , Π и B , указанные в отдельных участках схемы, связывают ее с построением процесса на $I-d$ -диаграмме (рис. 66б), на которой этими же буквами обозначены состояния воздуха в соответствующих отдельных участках схемы.

Согласно схеме (рис. 66а), наружный воздух в количестве L кг/ч поступает в кондиционер 1, из которого после соответствующей обработки направляется в помещение 2; затем отработанный воздух извлекается из помещения с помощью вытяжной системы 3. Такая схема обработки воздуха носит название прямоточной.

Изображенная на рис. 66а схема кондиционера условно разделена на три части в соответствии с элементами, составляющими кондиционер, в которых в процессе обработки воздуха изменяется его состояние, а именно: калорифера первого подогрева, оросительной камеры и калорифера второго подогрева.

Построение процесса кондиционирования воздуха начинается с нанесения на $I-d$ -диаграмму точки H , характеризующей состояние наружного воздуха (рис. 66б). Так как в летний период оба

* Вместо параметров внутреннего воздуха (t_v и ϕ_v) как в данном случае, так и при построении всех остальных процессов кондиционирования воздуха следует принимать параметры удаляемого из помещения воздуха с учетом изменения его температуры и влажности по высоте помещения (выше рабочей зоны, к которой относятся параметры t_v и ϕ_v). Однако в целях упрощения при изложении метода построения процессов кондиционирования на $I-d$ -диаграмме изменения температуры и влажности воздуха по высоте помещения условно не учитываются.

калорифера выключаются, то наружный воздух с состоянием, соответствующим точке H , поступает в дождевое пространство. В дождевом пространстве при контакте воздуха с капельками воды, имеющей температуру мокрого термометра, процесс изменения состояния протекает адиабатически по лучу HO ($\epsilon_{ув} \approx 0$) и завершается

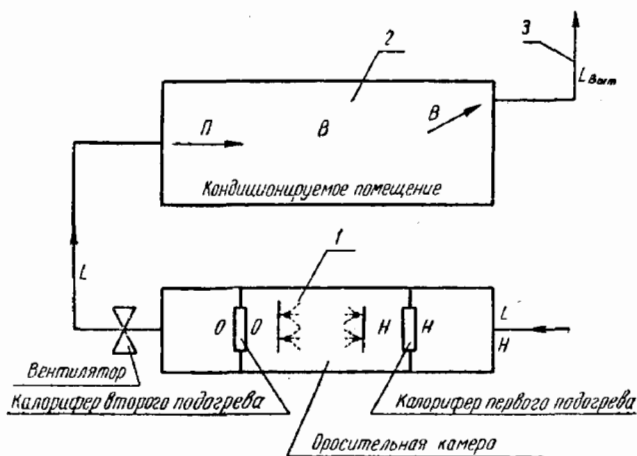


Рис. 66а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в летнее время при использовании адиабатического процесса для снижения температуры воздуха

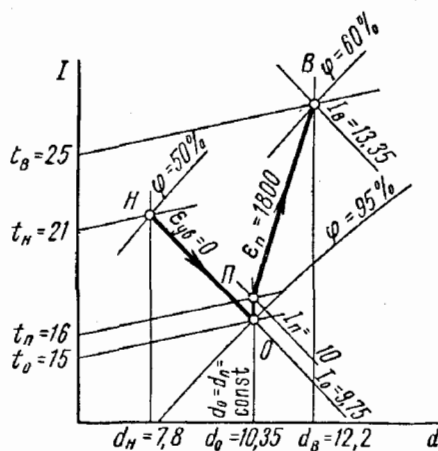


Рис. 66б. Построение на $I - d$ -диаграмме адиабатического процесса обработки воздуха в летнее время

в точке O пересечения этого луча с кривой $\phi=95\%$. При этом температура t_o является минимальной, которую можно достичь при использовании адиабатического процесса. Таким образом, в результате такой обработки температура воздуха снижается на $\Delta t = t_n - t_o$ градусов. Теплосодержание воздуха при этом сохраняется примерно постоянным.

Из рис. 666 нетрудно убедиться, что чем больше φ_n , тем меньше становится величина Δt . Отсюда следует, что использовать адиабатический процесс для снижения температуры приточного воздуха целесообразно только при сравнительно низких значениях относительной влажности наружного воздуха.

Обработанный воздух с состоянием, характеризуемым точкой O , проходит через вентилятор и затем по воздуховоду направляется в кондиционируемое помещение. На пути от вентилятора до кондиционируемого помещения воздух повышает свою температуру на $1-1,5^\circ$, вследствие превращения механической энергии в тепловую на валу вентилятора и передачи тепла через стенки воздуховода от воздуха, окружающего канал (температура которого близка к t_n), к обработанному воздуху, проходящему по этому каналу. В результате этого повышения температуры воздух принимает окончательное состояние, характеризуемое точкой $П$, с которым поступает в кондиционируемое помещение. Этот процесс повышения температуры происходит по линии $d_o = d_n = \text{const}$.

Таким образом, в рассматриваемых условиях параметры точки $П$ являются параметрами приточного воздуха. Если известны количество тепла и влаги, выделяющиеся в помещении, а следовательно, и величина углового коэффициента луча процесса в помещении ϵ_n , то дальнейшее построение процесса производится следующим образом. Через точку $П$ проводят луч $ПВ$ процесса в помещении до пересечения с изотермой, соответствующей заданному значению внутренней температуры. Найдя таким построением точку B , можно определить количество вентиляционного воздуха по формуле III-28. Если относительная влажность, соответствующая точке B , удовлетворяет заданным пределам $\varphi_b = a \div b$, то построение процесса можно считать на этом законченным.

Пример. Определить количество вентиляционного воздуха и параметры приточного воздуха для помещения с избыточным теплом и влагой. Величина углового коэффициента луча процесса в помещении $\epsilon_n = \frac{14\ 400}{8} = 1800$,

где 14 400 ккал/ч — количество полного тепла, поступающего в воздух помещения (результат теплового баланса); 8 кг/ч — количество влаги, поступающей в воздух помещения (результат баланса по влаге).

Расчетные параметры наружного воздуха в летнее время следующие: $t_n = 21^\circ$ и $\varphi_n = 50\%$; параметры внутреннего воздуха $t_b = +25^\circ$ и φ_b не выше 70% .

Решение. Через точку H (см. рис. 666), соответствующую состоянию наружного воздуха, проводим луч адиабатического процесса увлажнения (имеющий угловой коэффициент $\epsilon_{y_n} \approx 0$) до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O , параметры которой равны: $t_o = 15^\circ$; $\varphi_o = 95\%$; $I_o = 9,75$ ккал/кг сух. возд. и $d_o = 10,35$ г/кг сух. возд. Далее через точку O проводим луч подогрева воздуха в вентиляторе и каналах. Приняв, что его температура повышается на 1° , получаем точку $П$, характеризующую состояние приточного воздуха и имеющую параметры: $t_n = 16^\circ$; $\varphi_n = 89\%$; $I_n = 10$ ккал/кг сух. возд.; $d_n = 10,35$ г/кг сух. возд. Через точку $П$ проводим луч процесса в помещении до пересечения с изотермой заданной температуры внутри помещения.

Точка B пересечения этого луча с заданной изотермой внутреннего воздуха ($t_b = +25^\circ$) определяет параметры, соответствующие состоянию внутреннего воздуха, а именно: $\varphi_b = 60\%$; $I_b = 13,35$ ккал/кг сух. возд.; $d_b = 12,2$ г/кг сух. возд.

Как видно из произведенного построения, величина φ_B не выходит за пределы заданной относительной влажности воздуха. Поэтому можно считать построение процесса законченным.

Количество вентиляционного воздуха будет равно:

$$L = \frac{8}{(12,2 - 10,35) 10^{-3}} = \frac{14\,400}{13,35 - 10} = 4300 \text{ кг/ч.}$$

Количество влаги, испаряющейся в дождевом пространстве,

$$W_{\text{исп}} = 4300 (10,35 - 7,8) 10^{-3} = 10,95 \text{ кг/ч.}$$

Применять описанный метод обработки воздуха возможно лишь в том случае, когда точка B находится в пределах допустимых значений относительной влажности. В практике часто наблюдаются такие условия, при которых линия луча процесса в помещении про-

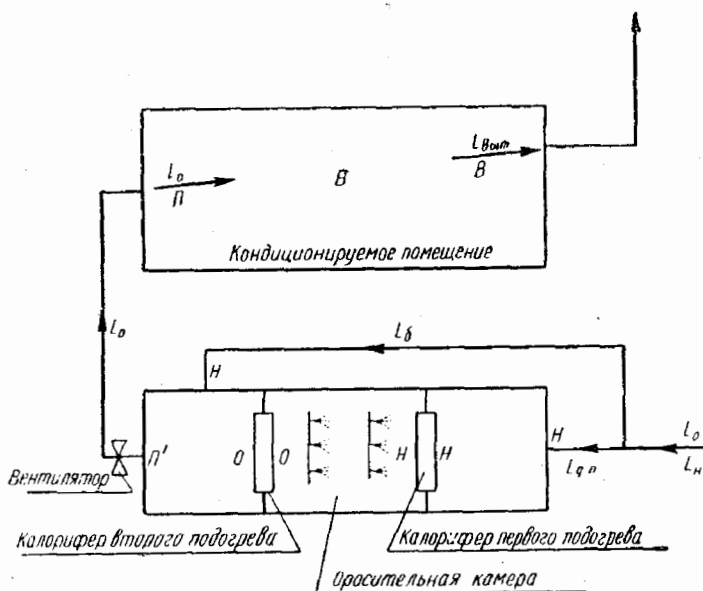


Рис. 67а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в летнее время при использовании адиабатического процесса с применением частичного подмешивания наружного воздуха к воздуху, прошедшему через дождевое пространство

ходит в зоне высоких значений относительной влажности, вследствие чего значение относительной влажности точки B выходит за допустимые пределы. Поэтому в таких случаях не представляется возможным использовать вышеописанную схему обработки воздуха, вследствие чего обычно прибегают к схеме обработки воздуха, предусматривающей частичное подмешивание наружного воздуха (байпас) после дождевого пространства к воздуху, прошедшему через дождевое пространство (рис. 67а).

Согласно этой схеме, в дождевое пространство подается только часть общего количества воздуха, равная $L_{\text{дп}}$ кг/ч. Эта часть воздуха с состоянием H , соответствующим расчетным параметрам наружного воздуха, поступает в оросительную камеру, пройдя которую, она приобретает состояние, характеризуемое точкой O (как результат адиабатического процесса). Другая часть воздуха в количестве L_6 (байпасируемый воздух) с состоянием H проходит по

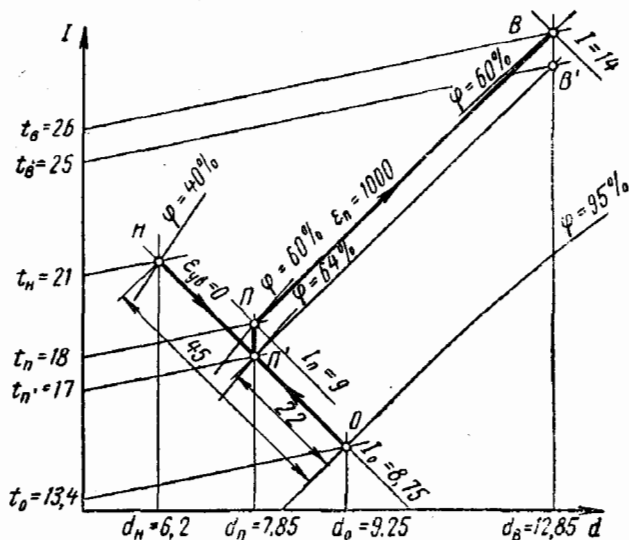


Рис. 676. Построение на $I-d$ -диаграмме адиабатического процесса обработки воздуха в летнее время с применением частичного подмешивания наружного воздуха к воздуху, прошедшему через дождевое пространство

обводному воздуховоду (байпасу), минуя оросительную камеру, и вступает в смесь с воздухом, выходящим из оросительной камеры в количестве $L_{\text{дп}}$ и имеющим состояние, соответствующее точке O . В результате смешивания воздушно-паровая смесь приобретает состояние P' , с которым этот воздух в количестве L_0 проходит через вентилятор и затем поступает в воздуховод. В вентиляторе и воздуховоде воздух подогревается на $1-1,5^\circ$, приобретая при этом состояние, характеризуемое точкой P , с которым он подается в кондиционируемое помещение.

В результате поступления в этот воздух тепла и влаги в помещении устанавливается заданное состояние внутреннего воздуха (точка B). С этим состоянием воздух извлекается вытяжной системой вентиляции.

Рассмотрим далее построение этого процесса обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме. По-прежнему исходными данными являются заданные расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха, а также величина углового коэффициента луча процесса в помещении.

Построение процесса начинают с нанесения на $I-d$ -диаграмму (рис. 67б) точки H , имеющей параметры наружного воздуха. Затем через точку H проводится луч адиабатического процесса испарения ($\epsilon_{ув} \approx 0$) до пересечения с кривой $\phi = 95\%$ в точке O , параметры которой определяют состояние воздуха, покидающего дождевое пространство.

Далее на $I-d$ -диаграмму по заданным параметрам внутреннего воздуха наносят точку B (в этом случае значение ϕ_B принимается вполне определенным).

От точки B вниз по линии $d_B = \text{const}$ в масштабе температур откладывают отрезок BB' , соответствующий $1-1,5^\circ$, в результате чего получают точку B' , через которую проводят луч процесса в помещении с угловым коэффициентом $\epsilon_{п}$. Точка Π' пересечения луча с линией HO определяет состояние смеси воздуха, поступающего в вентилятор. Через точку Π' проводится линия $d_{\Pi'} = \text{const}$, на которой в масштабе температур откладывается отрезок $\Pi'\Pi$, соответствующий $1-1,5^\circ$. Таким путем определяют положение точки Π , характеризующей состояние приточного воздуха. Далее точку Π соединяют прямой с точкой B . Прямая ΠB является лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении. На этом построение процесса заканчивается.

Так как в результате произведенного построения определились параметры приточного воздуха, то его количество легко может быть найдено по формуле III-28, т. е.

$$L_o = \frac{W + \sum G}{(d_B - d_n)} \cdot 10^3.$$

Для того чтобы определить количество воздуха, пропускаемого через дождевое пространство и байпас, воспользуемся пропорцией

$$\frac{L_o}{HO} = \frac{L_6}{\Pi'O},$$

откуда

$$L_6 = L_o \frac{\Pi'O}{HO}.$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, будет равно:

$$L_{дп} = L_o - L_6.$$

В соответствии с построенной схемой обработки воздуха количество влаги, подлежащей испарению для увлажнения воздуха, составляет:

$$W_{исп} = L_{дп} (d_o - d_n) 10^{-3} \text{ [кг/ч]}.$$

Пример. Определить количество вентиляционного воздуха и произвести расчет кондиционирования воздуха (адиабатическое увлажнение) при летнем режиме для помещения, в котором происходят выделения тепла и влаги. Угловой

коэффициент, характеризующий изменение состояния воздуха в помещении $\epsilon_n = \frac{4300}{4,3} = 1000$ (значение ϵ_n вычислено на основании известных тепло- и влагоизбытков). Параметры воздуха внутри помещения $t_n = 26^\circ$; $\varphi_n = 60\%$; $d_n = 12,85$ г/кг сух. возд.; $I_n = 14$ ккал/кг сух. возд.

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_n = 21^\circ$; $\varphi_n = 40\%$; $d_n = 6,2$ г/кг сух. возд.; $I_n = 8,75$ ккал/кг сух. возд.

Решение. Через точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, проводим луч адиабатического процесса увлажнения до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O (рис. 676), параметры которой соответствуют состоянию воздуха после дождевого пространства. Затем через точку B , соответствующую состоянию внутреннего воздуха, проводим линию $d_n = \text{const}$, по которой откладываем вниз от точки B отрезок BB' , соответствующий в масштабе температур 1° . Через точку B' проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении до пересечения с лучом HO в точке P' , параметры которой соответствуют необходимому состоянию смешанного воздуха. Эти параметры имеют следующие значения: $t_{n'} = 17,6^\circ$; $I_{n'} = 8,75$ ккал/кг сух. возд.; $\varphi_{n'} = 64\%$; $d_{n'} = 7,85$ г/кг сух. возд.

Через точку P' проводим линию $d_{n'} = \text{const}$ и откладываем на ней отрезок, соответствующий 1° . В результате получим точку $П$, имеющую следующие параметры: $t_n = 18^\circ$; $\varphi_n = 60\%$; $I_n = 9$ ккал/кг сух. возд.; $d_n = 7,85$ г/кг сух. возд. Прямая $PВ$ в данном случае является лучом процесса изменения состояния воздуха в помещении.

После этого определяем необходимое количество вентиляционного воздуха

$$L_o = \frac{4300}{14 - 9} = \frac{4,3}{(12,85 - 7,9) 10^{-3}} = 860 \text{ кг/ч.}$$

Количество наружного воздуха, проходящего через байпас, должно составлять:

$$L_6 = L_o \frac{P'O}{HO} = 860 \frac{22}{45} = 420 \text{ кг/ч.}$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, равно $L_{дп} = 860 - 420 = 440$ кг/ч.

Количество влаги, испаряющейся в дождевом пространстве, равно:

$$W_{исп} = L_{дп} (d_o - d_n) 10^{-3} = 440 (9,25 - 6,2) 10^{-3} = 1,34 \text{ кг/ч.}$$

В тех случаях, когда в помещениях преобладает выделение явного тепла при незначительных выделениях влаги, а параметры воздуха внутри помещений выше параметров наружного воздуха, рассмотренный выше способ использования адиабатического процесса применяется довольно часто. Вместе с тем следует заметить, что это справедливо в основном для тех районов, которые обладают сухим и жарким климатом. Практическое использование адиабатического процесса для районов, обладающих высокими значениями относительной влажности и температур наружного воздуха, не всегда представляется возможным.

Рассмотренный способ обработки воздуха невозможно использовать также тогда, когда заданные тепло- и влагосодержание приточного воздуха ниже соответствующих параметров наружного воздуха. В таких случаях необходимо производить его охлаждение и осушение.

§ 4. ПОСТРОЕНИЕ НА $I-d$ -ДИАГРАММЕ И ПСИХОМЕТРИЧЕСКОЙ ДИАГРАММЕ ОСНОВНЫХ ПРОЦЕССОВ ОХЛАЖДЕНИЯ И ОСУШЕНИЯ ВОЗДУХА В ЛЕТНИЙ ПЕРИОД (ПОЛНОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ)

Для охлаждения и осушения воздуха необходимо, чтобы температура разбрызгиваемой воды была ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха.

Схемы обработки воздуха при охлаждении и осушении в зависимости от конкретных условий могут быть как прямоточные, так и с применением рециркуляции. Прямоточные схемы обычно применяют в тех случаях, когда по условиям запыленности или загазованности использовать рециркуляционный воздух не допускается и кондиционеры работают только на наружном воздухе.

Применять рециркуляцию в летнее время экономически целесообразно вследствие того, что тепло- и влагосодержание рециркуляционного воздуха ниже, чем у наружного воздуха. Поэтому сокращается расход холода для обработки воздуха. Наружный воздух забирается в количестве, соответствующем требованиям санитарных норм. Таким образом, если нет указанных выше причин, по которым использование рециркуляционного воздуха не допускается, следует отдавать предпочтение схемам обработки воздуха с рециркуляцией.

Ниже рассмотрено построение на $I-d$ -диаграмме основных процессов кондиционирования воздуха при его охлаждении и осушении.

Прямоточная схема обработки воздуха с применением второго подогрева

Исходными данными для построения процесса кондиционирования воздуха на $I-d$ -диаграмме обычно являются расчетные параметры наружного воздуха в летнее время — t_n и φ_n , заданные параметры внутреннего воздуха t_b и φ_b и величина углового коэффициента луча процесса в помещении ϵ_p , вычисленная на основании известных количеств тепла и влаги, выделяющихся в помещении.

На рис. 68а изображена принципиальная схема устройства прямоточной системы кондиционирования воздуха. Согласно этой схеме, наружный воздух в количестве L_o поступает в оросительную камеру, в которой разбрызгивается охлажденная 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 $\varphi \approx 95\%$. 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 выхода из кондиционера. Эту температуру обычно

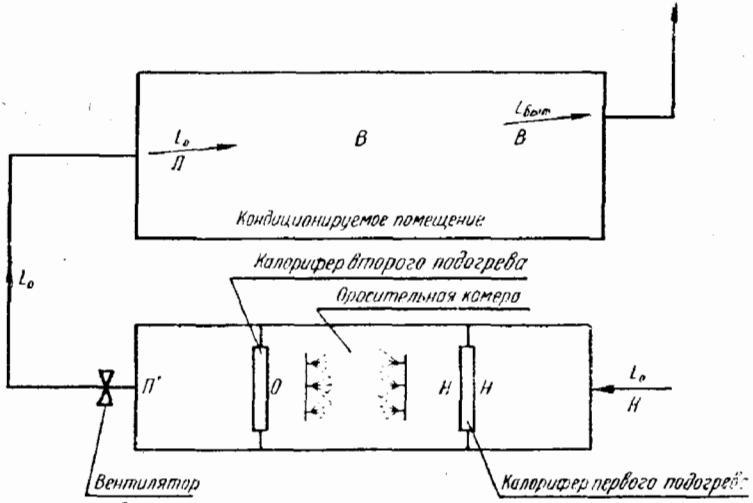


Рис. 68а. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха

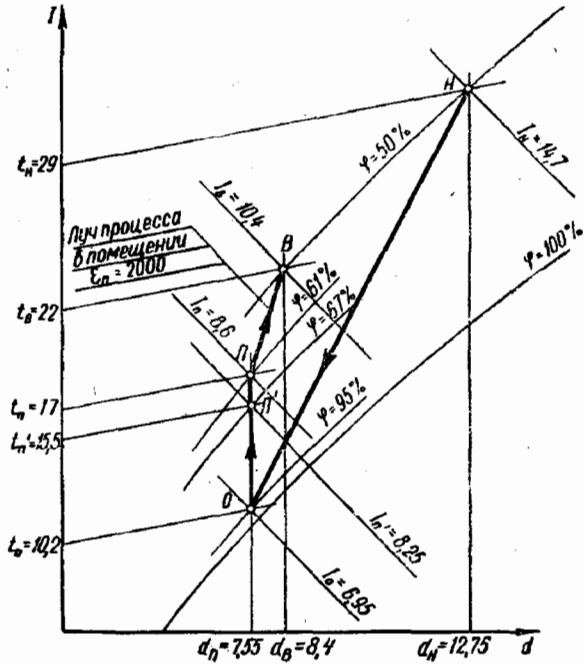


Рис. 68б. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса кондиционирования воздуха в летнее время при применении прямоточной системы обработки воздуха

принимают на $1-1,5^\circ$ ниже необходимой температуры приточного воздуха.

Последнее объясняется тем, что обработанный воздух по пути из кондиционера в помещение нагревается за счет превращения механической энергии в тепловую в вентиляторе и теплопередачи через стенки воздуховода, проходящего в помещениях, имеющих температуру более высокую, нежели температура приточного воздуха, перемещающегося по воздуховоду.

На рис. 686 дан пример построения рассматриваемого процесса на $I-d$ -диаграмме. Через точку B , соответствующую заданному состоянию воздуха в помещении, проведен луч процесса в помещении $ВП$ до пересечения с изотермой принятой температуры приточного воздуха $t_{п}$. Далее определяют количество вентиляционного воздуха (который при данной схеме обработки целиком забирается снаружи):

$$L_{п} = L_{o} = \frac{W + \sum G}{d_{в} - d_{п}} \cdot 10^3 \text{ [кг/ч]}.$$

Через точку $П$ проводят луч подогрева воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\phi = 95\%$ в точке O , параметры которой соответствуют его состоянию на выходе из дождевого пространства. Через точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, и точку O проводится прямая, которая является лучом процесса изменения состояния воздуха в форсуночной камере. На этом построение указанного процесса на $I-d$ -диаграмме заканчивают.

Согласно описанному построению, охлаждающая мощность камеры будет равна:

$$Q_{охл} = L_{o}(I_{п} - I_{o}) \text{ [ккал/ч]}.$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева составит:

$$Q_{п} = L_{o}(I_{п'} - I_{o}) \text{ [ккал/ч]}.$$

Изотерма точки $П'$, как было указано выше, на $1-1,5^\circ$ ниже принятой температуры приточного воздуха $t_{п}$.

Повышение теплосодержания воздуха от $I_{п'}$ до $I_{п}$ происходит за счет поступления тепла по пути движения воздуха от кондиционера до обслуживаемого помещения.

Пример. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха при прямоточной схеме обработки его, определить количество вентиляционного воздуха, охлаждающую мощность камеры и расход тепла в калорифере второго подогрева. Расчетные параметры наружного воздуха $t_{н} = +29^\circ$; $\phi_{н} = 50\%$; $I_{н} = 14,7$; $d_{н} = 12,75$. Расчетные параметры внутреннего воздуха $t_{в} = 22^\circ$; $\phi_{в} = 50\%$; $I_{в} = 10,4$; $d_{в} = 8,4$.

Допускаемый перепад между температурой внутреннего и приточного воздуха 5° . Угловой коэффициент луча процесса в помещении

$$\epsilon_{п} = \frac{10\,000}{5} = 2000.$$

Решение. Построение процесса на $I-d$ -диаграмме (рис. 686) делают в соответствии с приведенным выше описанием, в результате чего получены параметры основных точек процесса:

параметры точки Π : $t_{\Pi}=17^{\circ}$; $I_{\Pi}=8,6$ ккал/кг сух. возд.; $\varphi_{\Pi}=61\%$; $d_{\Pi}=7,55$ г/кг сух. возд.;

параметры точки Π' (температуру этой точки принимают на $1,5^{\circ}$ ниже температуры приточного воздуха):

$t_{\Pi'}=15,5^{\circ}$; $I_{\Pi'}=8,25$; $\varphi_{\Pi'}=67\%$; $d_{\Pi'}=7,55$;

параметры точки O : $t_o=10,2$; $I_o=6,95$; $\varphi_o=95\%$; $d_o=7,55$.

На основании этих данных определяем искомые величины в соответствии с условиями задачи.

Количество вентиляционного воздуха

$$L_o = \frac{5000}{8,4 - 7,55} = 5880 \text{ кг/ч.}$$

Охлаждающая мощность камеры

$$Q_{\text{охл}} = 5880 (14,7 - 6,95) = 45\,600 \text{ ккал/ч.}$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{\text{II}} = 5880 (8,25 - 6,95) = 7640 \text{ ккал/ч.}$$

Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией и вторым подогревом

На рис. 69а изображена принципиальная схема устройства кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией и вторым подогревом

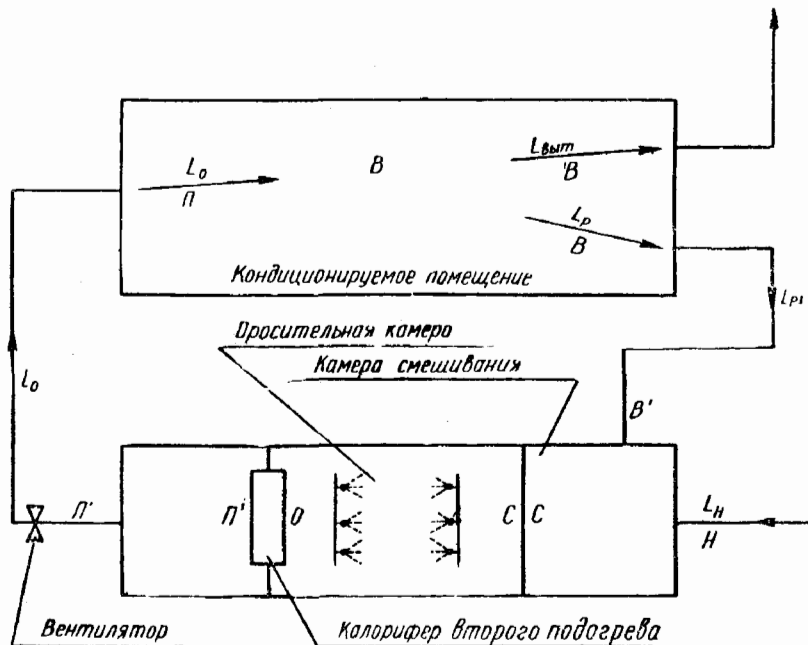


Рис. 69а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в летнее время с применением первой рециркуляции и второго подогрева

гревом. В соответствии с требованиями санитарных норм снаружи забирается воздух в количестве L_n кг/ч. Перед дождевым пространством к наружному воздуху подмешивается рециркуляционный воздух в количестве L_{p1} кг/ч.

После смешивания воздух в количестве L_o поступает в оросительную камеру, в которой он охлаждается и осушается, и затем подогревается в калорифере второго подогрева до заданной темпе-

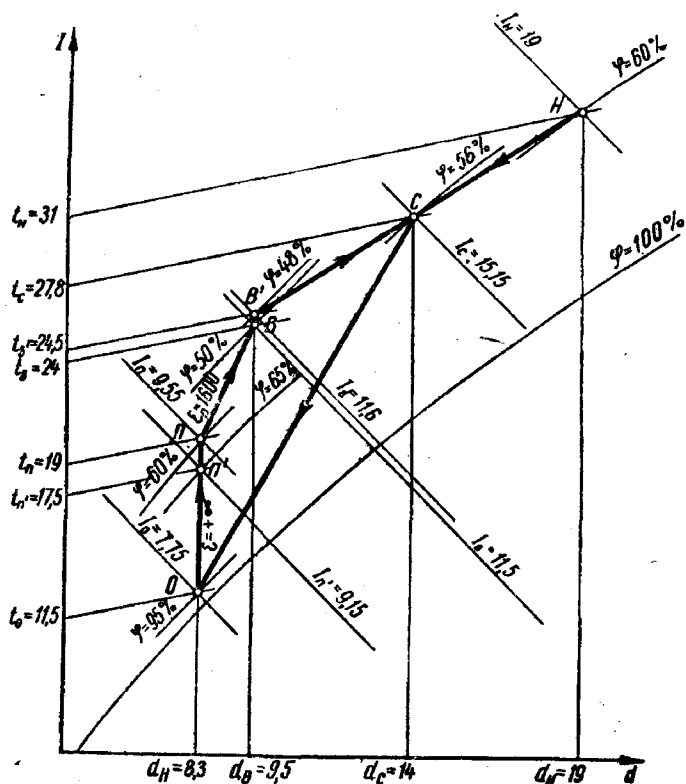


Рис. 696. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса обработки воздуха в летнее время по схеме с первой рециркуляцией и вторым подогревом

ратуры выхода воздуха из кондиционера. При своем движении обработанный воздух, так же как и в предыдущем случае, повышает свою температуру на $1-1,5^\circ$. В результате этого он приобретает заданную температуру приточного воздуха, при которой он поступает в кондиционируемое помещение.

Из кондиционируемого помещения часть воздуха в количестве L_{p1} забирается на рециркуляцию, а другая часть удаляется с помощью вытяжной системы вентиляции и через неплотности ограждений за счет подпора, обычно создаваемого в кондиционируемых помещениях.

Поскольку температура внутри кондиционируемого помещения обычно ниже температуры помещений, по которым проходит канал рециркуляционного воздуха, то рециркуляционный воздух повышает свою температуру за счет теплопередачи, происходящей через стенки канала. Поэтому температура рециркуляционного воздуха, поступающего в смесительную камеру кондиционера, соответственно принимается на $0,5—1^\circ$ выше, чем температура воздуха кондиционируемого помещения.

Построение процесса следует начинать с нанесения на $I-d$ -диаграмму (рис. 696) точки B , соответствующей параметрам внутреннего воздуха, через которую проводится луч процесса в помещении до пересечения с изотермой заданной температуры приточного воздуха. Определив таким путем параметры приточного воздуха, находим количество вентиляционного воздуха:

$$L_o = \frac{W + \sum G}{d_b - d_n} \cdot 10^3 \text{ [кг/ч]}.$$

Через точку P проводим луч подогрева ($\epsilon = +\infty$) до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ (точка O). Параметры точки O соответствуют состоянию воздуха, покидающего дождевое пространство. Далее наносим точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, и точку B' , соответствующую состоянию рециркуляционного воздуха перед входом его в камеру смешивания кондиционера. Точки B' и H соединяем прямой линией, которая является линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха перед дождевым пространством.

Положение точки C , соответствующей состоянию смеси воздуха, можно найти из пропорции

$$\frac{L_o}{L_n} = \frac{B'H}{B'C},$$

откуда

$$B'C = \frac{L_n}{L_o} B'H.$$

Напомним, что количество наружного воздуха L_n является известным (его количество принимается на основании санитарных норм или требований технологического процесса).

Количество рециркуляционного воздуха в этом случае составляет:

$$L_{pl} = L_o - L_n.$$

Отложив от точки B' полученную длину отрезка $B'C$, находим на прямой смеси $B'H$ положение точки C . Через точки C и O проводим прямую луча процесса охлаждения и осушения воздуха в дождевом пространстве.

Охлаждающая мощность камеры в этом случае будет равна:

$$Q_{\text{охл}} = L_o (I_c - I_o) \text{ [ккал/ч]}.$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{\text{II}} = L_o (I_{\text{II}} - I_o) \text{ [ккал/ч]}.$$

Пример. Требуется построить на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха по схеме обработки с первой рециркуляцией и вторым подогревом, определить количество вентиляционного воздуха, охлаждающую мощность камеры и расход тепла в калорифере второго подогрева. Расчетные параметры наружного воздуха: $t_n = +31^\circ$; $\varphi_n = 60\%$; $I_n = 19$; $d_n = 19$. Расчетные параметры внутреннего воздуха $t_a = 24^\circ$; $\varphi_a = 50\%$; $I_a = 11,5$; $d_a = 9,5$. Допустимый перепад между температурой внутреннего и приточного воздуха 5° .

Количество наружного воздуха

$$L_n = 10\,000 \text{ кг/ч}.$$

Угловой коэффициент луча процесса в помещении

$$\epsilon_{\text{II}} = \frac{40\,000}{25} = 1600.$$

Решение Построение процесса на $I-d$ -диаграмме производят в соответствии с приведенным выше описанием (рис. 69, б). В результате произведенного построения получены следующие параметры основных точек процесса:

точка B' $t_{B'} = 24,5^\circ$; $\varphi_{B'} = 48\%$; $I_{B'} = 11,6$; $d_{B'} = 9,5$,

точка Π $t_{\Pi} = 19^\circ$; $\varphi_{\Pi} = 60\%$; $I_{\Pi} = 9,55$; $d_{\Pi} = 8,3$,

точка Π' $t_{\Pi'} = 17,5^\circ$; $\varphi_{\Pi'} = 65\%$; $I_{\Pi'} = 9,15$; $d_{\Pi'} = 8,3$,

точка O $t_o = 11,5^\circ$; $\varphi_o = 95\%$; $I_o = 7,75$; $d_o = 8,3$.

Общее количество вентиляционного воздуха равно:

$$L_o = \frac{25\,000}{9,5 - 8,3} = 20\,820 \text{ кг/ч}.$$

Для определения положения точки C на прямой смеси $B'H$ используют пропорцию, решенную относительно искомой величины $B'C$:

$$B'C = \frac{10\,000}{20\,820} \cdot 108 = 51,8.$$

Отложив от точки B' на прямой $B'H$ полученную длину отрезка $B'C$, находят искомое положение точки C , имеющей следующие параметры: $t_c = 27,8^\circ$; $\varphi_c = 56\%$; $I_c = 15,15$; $d_c = 14$.

Далее проводят через точки C и O прямую луча процесса охлаждения и осушения в камере орошения.

Количество рециркуляционного воздуха составит:

$$L_{\text{pI}} = 20\,820 - 10\,000 = 10\,820 \text{ кг/ч}.$$

Охлаждающая мощность камеры будет равна:

$$Q_{\text{охл}} = 20\,820 (15,15 - 7,75) = 154\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева равен:

$$Q_{\text{II}} = 20\,820 (9,15 - 7,75) = 29\,190 \text{ ккал/ч}.$$

Схема обработки воздуха с первой и второй рециркуляцией

Особенность этой схемы обработки воздуха заключается в том, что отпадает необходимость включения в работу калорифера второго подогрева в летний период. Функцию калорифера в этой схеме обработки воздуха выполняет рециркуляционный воздух, подмешиваемый к воздуху, прошедшему через дождевое пространство. В отличие от рециркуляционного воздуха, подмешиваемого к наружному воздуху до дождевого пространства, этот воздух принято называть воздухом второй рециркуляции.

Поскольку нет необходимости в калорифере второго подогрева в летнее время, эта схема обработки воздуха имеет некоторые экономические и эксплуатационные преимущества по сравнению с рассмотренной выше схемой (с первой рециркуляцией). Однако следует учитывать, что при этой схеме обработки необходимо больше охлаждать воздух, вследствие чего требуется более низкая температура охлаждающей воды.

На рис. 70а изображена принципиальная схема устройства кондиционирования по схеме с первой и второй рециркуляциями. Отличие этой схемы от приведенной на рис. 69а заключается в том, что отпадает необходимость в использовании калорифера второго подогрева и наличии канала второй рециркуляции. Не делая подробного описания этой схемы, рассмотрим построение этого процесса на $I-d$ -диаграмме.

Через точку B (рис. 70б), соответствующую параметрам внутреннего воздуха, проводим луч процесса в помещении до пересечения с изотермой принятой температуры приточного воздуха t_p . Затем, по аналогии с предыдущим, определим общее количество вентиляционного воздуха L_o . Через точки B и Π проводим соответственно вверх и вниз вертикальные прямые ($d = \text{const}$) BB' и $\Pi\Pi'$, отражающие нагревание приточного и рециркуляционного воздуха в каналах и вентиляторе. Через точки B' и Π' проведем прямую до пересечения с кривой $\phi = 95\%$ в точке O , соответствующей состоянию воздуха, выходящего из дождевого пространства.

Так как точка Π' , определяющая состояние воздуха, выходящего из кондиционера, лежит на прямой $B'O$, то, исходя из этого, заключаем, что получить воздух состояния Π' можно, смешав воздух состояния B' с воздухом, выходящим из дождевого пространства с состоянием, соответствующим точке O . Количество воздуха второй рециркуляции определим из пропорции

$$\frac{L_o}{L_{p\Pi}} = \frac{OB'}{OP'}$$

Так как L_o было определено ранее, а длины отрезков можно принять на основании произведенного построения, то единственной неизвестной величиной в этой пропорции является количество воз-

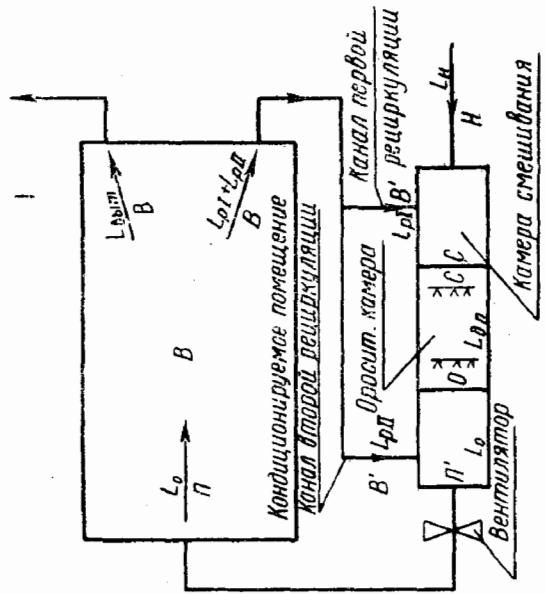


Рис. 70а. Схема кондиционирования воздуха с применением первой и второй рециркуляций (летний режим)

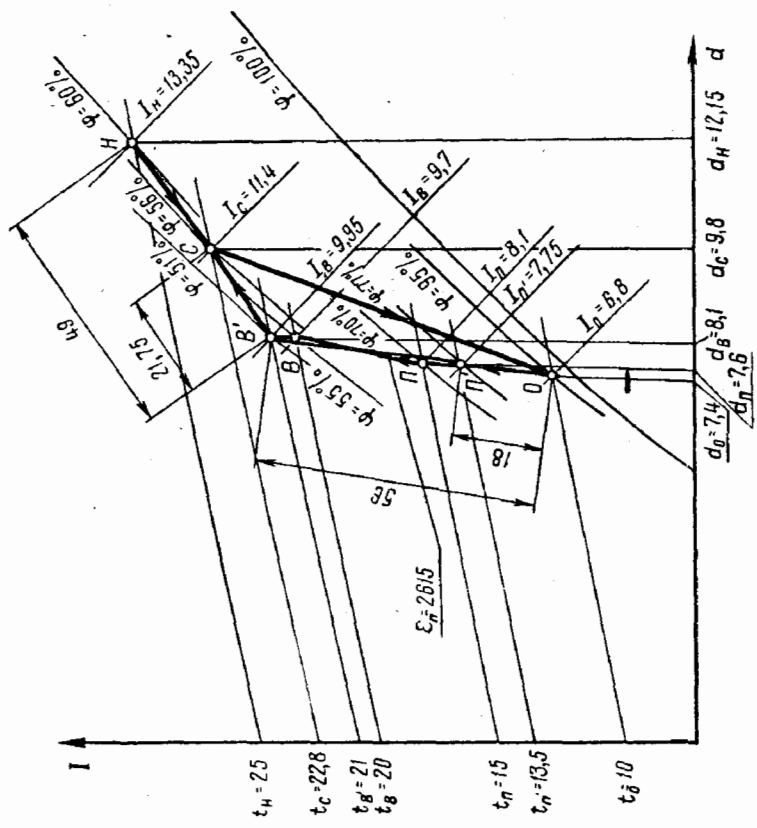


Рис. 70б. Построение на $I - d$ -диаграмме процесса обработки воздуха по схеме с первой и второй рециркуляциями (летний режим)

духа второй рециркуляции L_{pII} :

$$L_{pII} = L_0 \frac{OI\Gamma'}{OB'}$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, будет равно:

$$L_{дп} = L_0 - L_{pII}$$

Как обычно, количество наружного воздуха L_H бывает заранее заданным. Поэтому, зная количество воздуха, проходящего через дождевое пространство и представляющего собой сумму количества наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции, нетрудно определить величину последнего

$$L_{pI} = L_{дп} - L_H$$

Далее наносим точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, и проводим прямую $B'H$, являющуюся прямой смеси воздуха первой рециркуляции с наружным воздухом. Положение точки C , характеризующей состояние воздуха перед дождевым пространством, находим на основании пропорции

$$\frac{L_{дп}}{B'H} = \frac{L_H}{B'C}$$

Отсюда

$$B'C = \frac{L_H}{L_{дп}} B'H$$

Отложив от точки B' длину отрезка $B'C$, найдем положение точки смеси C на прямой $B'H$. Проведя через точки C и O прямую, получим луч процесса охлаждения и осушения в форсуночной камере.

Охлаждающая мощность камеры будет равна:

$$Q_{охл} = L_{дп} (I_c - I_0) \text{ [ккал/ч].}$$

В заключение заметим, что, несмотря на указанные выше преимущества рассмотренной схемы обработки воздуха, практически ее применить не всегда возможно. Эта схема не может быть использована в том случае, когда значение углового коэффициента луча процесса в помещении таково, при котором направление линии $B'P'$ не пересекается с кривой $\varphi = 95\%$ или пересекается в области отрицательных значений температур. В последнем случае использовать воду в качестве охлаждающей жидкости физически не представляется возможным.

Пример 1. Определить количество вентиляционного воздуха и построить процесс кондиционирования воздуха на $I-d$ -диаграмме для помещения зрительного зала. Расчетные параметры наружного воздуха: $t_n = +25^\circ$; $\varphi_n = 60\%$; $d_n = 12,15$; $I_n = 13,35$. Параметры внутреннего воздуха: $t_b = 20^\circ$; $\varphi_b = 55\%$; $d_b = 8,1$; $I_b = 9,7$.

Количество зрителей 600. Количество наружного воздуха на 1 зрителя $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ (при $t_{в} = +20^\circ$). Объем зрительного зала 6000 м^3 . Теплопоступления через ограждающие конструкции и за счет солнечной радиации составляют $Q_{т} = 5000 \text{ ккал/ч}$.

Решение. Количество явного тепла, выделяемого зрителями при $t_{в} = +20^\circ$, равно:

$$Q_{я} = 600 \cdot 72 = 43\,200 \text{ ккал/ч.}$$

где 72 — количество выделяемого явного тепла от одного человека при $+20^\circ$ (см. рис. 28).

Количество выделяющейся влаги от людей составляет:

$$G = 600 \cdot 40 = 24\,000 \text{ г/ч} = 24 \text{ кг/ч,}$$

где 40 — количество влаги, выделяемой одним человеком при $t = +20^\circ$ (см. рис. 28).

Теплосодержание 1 кг водяного пара, выделяемого людьми, составляет $i = 608 \text{ ккал/кг}$.

Величина углового коэффициента луча процесса в помещении равна:

$$\epsilon_{п} = \frac{5000 + 43\,200 + 24 \cdot 608}{24} = 2615.$$

Построение процесса на $I-d$ -диаграмме (см. рис. 706) производят в соответствии с описанным выше методом. Повышение температуры приточного воздуха в вентиляторе и в приточном канале принимают в размере $1,5^\circ$, а рециркуляционного и байпасируемого — на 1° . Температура приточного воздуха принимается на 5° ниже температуры помещения.

На основании произведенного построения процесса на $I-d$ -диаграмме можно определить параметры следующих точек:

точка B' $t_{B'} = 21^\circ$; $\varphi_{B'} = 51\%$; $d_{B'} = 8,1$; $I_{B'} = 9,95$,

точка Π $t_{\Pi} = 15^\circ$; $\varphi_{\Pi} = 70\%$; $d_{\Pi} = 7,6$; $I_{\Pi} = 8,1$;

точка Π' $t_{\Pi'} = 13,5^\circ$; $\varphi_{\Pi'} = 77\%$; $d_{\Pi'} = 7,6$; $I_{\Pi'} = 7,75$,

точка O $t_o = 10^\circ$; $\varphi_o = 95\%$; $d_o = 7,4$; $I_o = 6,8$.

Далее находят общее количество вентиляционного воздуха

$$L_o = \frac{24}{(8,1 - 7,6)} \cdot 10^3 = 48\,000 \text{ кг/ч.}$$

Соответствующая кратность воздухообмена будет равна:

$$n = \frac{48\,000}{1,205 \cdot 6000} = 6,7.$$

Количество воздуха второй рециркуляции находят из пропорции

$$L_{p\Pi} = 48\,000 \frac{18}{56} = 15\,420 \text{ кг/ч.}$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, равно:

$$L_{д,п} = 48\,000 - 15\,420 = 32\,580 \text{ кг/ч.}$$

Вес наружного воздуха равен:

$$L_{н} = 600 \cdot 20 \cdot 1,205 = 14\,450 \text{ кг/ч.}$$

Количество воздуха первой рециркуляции составляет:

$$L_{pI} = 32\,580 - 14\,450 = 18\,130 \text{ кг/ч.}$$

Затем находят длину отрезка $B'C$ для определения положения точки C на прямой смеси $B'H$:

$$B'C = \frac{14\,450}{32\,580} \cdot 49 = 21,75.$$

Откладывая полученную длину отрезка от точки B' , находят положение точки C смеси воздуха перед дождевым пространством. Эта точка имеет следующие параметры: $t_c = 22,8^\circ$; $\varphi_c = 56\%$; $d_c = 9,8$; $I_c = 11,4$.

Проведя прямую через точки C и O , получим луч процесса охлаждения и осушения в дождевом пространстве.

Охлаждающая мощность камеры равна:

$$Q_{\text{охл}} = 32\,580 (11,4 - 6,8) = 149\,500 \text{ ккал/ч.}$$

Ниже рассмотрен пример построения аналогичного процесса с помощью психрометрической диаграммы.

Пример 2. Рассчитать кондиционирование воздуха для помещения зрительного зала (летний режим). Избыточное количество явного тепла в помещении составляет $Q_{\text{т}} = 21\,980$ ккал/ч, количество водяного пара, выделяющегося в помещении при теплосодержании $i = 608$ ккал/кг, равно $G = 9$ кг/ч, температура внутреннего воздуха $t_{\text{в}} = 22^\circ$. Относительная влажность $\varphi_{\text{в}} = 50\%$. Температура приточного воздуха $t_{\text{п}} = +15^\circ$. Расчетные параметры наружного воздуха: $t_{\text{н}} = 28,5^\circ$; $\varphi_{\text{н}} = 40\%$. Количество наружного воздуха $L_{\text{н}} = 3600$ кг/ч.

Решение. Примем схему обработки воздуха с первой и второй рециркуляцией. Угловой коэффициент луча процесса изменения состояния приточного воздуха в помещении определяем по формуле III-43:

$$\psi = \frac{21\,980 + 9 \cdot 608 - 9 \cdot 597,4}{21\,980 + 9 \cdot 608} = \frac{22\,097}{27\,460} = 0,8.$$

На психрометрической диаграмме (рис. 71) через точку B , соответствующую состоянию внутреннего воздуха, проводим луч процесса в помещении ($\psi = 0,8$) до пересечения с изотермой $t_c = 15^\circ$; получим точку Π , характеризующую параметры приточного воздуха ($t_{\text{м}} = 12^\circ$; $t_{\text{р}} = 10^\circ$). Разность теплосодержаний в точках Π и B определяем с помощью масштабной линейки как расстояние между линиями $t_{\text{м}} = \text{const}$, проходящими через эти точки. Это расстояние равно 2,1 см. Следовательно,

$$I_{\text{п}} - I_{\text{в}} = 2,1 \text{ ккал/кг сух. возд.}$$

Далее находим точку Π' (с учетом нагревания воздуха в воздуховодах и в вентиляторе на $1,5^\circ$) и точку B' (с учетом нагревания воздуха в рециркуляционных воздуховодах на 1°). Затем проводим прямую через точки B' и Π' до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O , характеризующей состояние воздуха, покидающего дождевое пространство.

Параметры этой точки имеют значения: $t_{\text{м}} = 9,8^\circ$; $t_{\text{р}} = 9,5^\circ$; $t_c = 10,2^\circ$.

Количество вентиляционного воздуха определяется по формуле III-44:

$$L = \frac{27\,460}{2,1} = 13\,100 \text{ кг/ч.}$$

Количество воздуха второй рециркуляции находится из пропорции

$$L_{\text{рII}} = \frac{O\Pi'}{OB'} L = \frac{11,5}{42} \cdot 13\,100 = 3600 \text{ кг/ч.}$$

При этом количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, составит:

$$L_{\text{лп}} = L - L_{\text{рп}} = 13\,100 - 3600 = 9500 \text{ кг/ч.}$$

Соединив точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, с точкой B' , получим прямую смеси наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции.

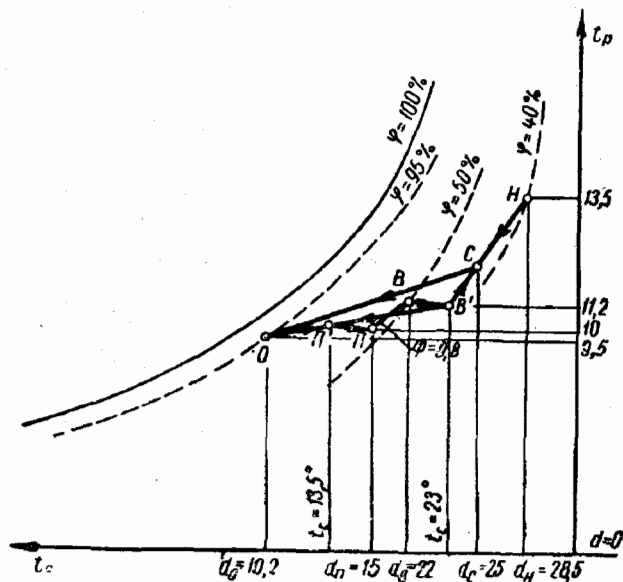


Рис. 71. Построение процесса кондиционирования воздуха на психрометрической диаграмме

Точку, определяющую параметры смеси, находим следующим образом. Если принять, что отрезок $B'H$, имеющий длину 23 мм, соответствует общему количеству смешиваемого воздуха, т. е. 9500 кг/ч, то, отложив от точки B' отрезок $B'C$, равный

$$\frac{3600}{9500} \cdot 23 = 8,7 \text{ мм,}$$

получим точку C , параметры которой соответствуют параметрам воздуха перед дождевым пространством, а именно: $t_m = 17,2^\circ$; $t_p = 12,2^\circ$; $t_c = 25^\circ$. Проведя через точки C и O прямую, получим луч процесса охлаждения и осушения воздуха в оросительной камере.

В заключение отметим, что в целях устранения присоса воздуха в кондиционируемое помещение извне и из смежных с ним помещений вследствие возможного нарушения воздушного баланса обычно в кондиционируемом помещении создается 1—2-кратный подпор воздуха за счет соответствующего уменьшения количества воздуха, извлекаемого вытяжной системой вентиляции.

§ 5. ПОСТРОЕНИЕ НА $t-d$ -ДИАГРАММЕ ПРОЦЕССОВ УВЛАЖНЕНИЯ И НАГРЕВАНИЯ ВОЗДУХА В ЗИМНИЙ ПЕРИОД

В зимний период кондиционирование воздуха заключается в нагревании и увлажнении его. Нагревание воздуха в кондиционере производят с помощью калориферов, установленных до и после дождевого пространства, а увлажнение воздуха происходит в результате адиабатического испарения разбрызгиваемой рециркулирующей воды, которая вследствие непрерывной ее рециркуляции приобретает температуру мокрого термометра. Так как расчетным режимом кондиционирующих установок является летний, то обычно расчет кондиционирования воздуха начинают с расчета летнего режима, на основании которого устанавливают схему обработки воздуха и определяют количество вентиляционного воздуха, которое принимают и при расчете зимнего режима.

Схемы обработки воздуха при зимнем режиме, так же как и при летнем, могут быть прямоточные, с первой рециркуляцией, а также с первой и второй. В целях упрощения системы автоматического регулирования кондиционирующей установки желательно применять летом и зимой одинаковые схемы обработки воздуха.

Прямоточная схема обработки воздуха

На рис. 72а изображена прямоточная схема устройства кондиционирования воздуха в зимнее время. Наружный воздух в количестве L_0 поступает в калориферы первого подогрева, в которых он подогревается до той температуры, при которой его теплосодержание будет соответствовать расчетному теплосодержанию адиабатического процесса увлажнения. Затем воздух поступает в оросительную камеру, где происходит адиабатический процесс увлажнения, в результате которого воздух получает заданное влагосодержание (приточного воздуха) при относительной влажности $\varphi \approx 95\%$.

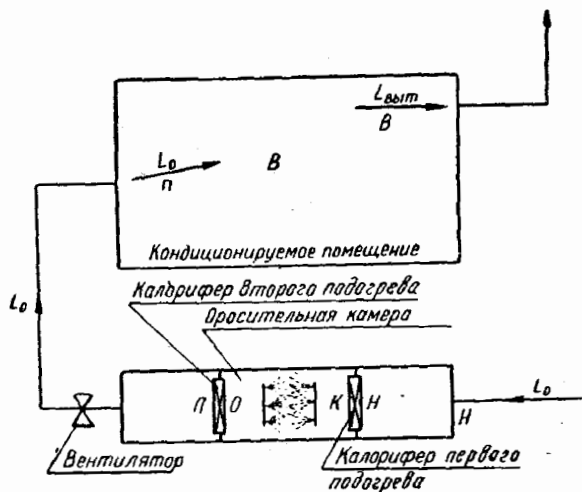


Рис. 72а. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха в зимнее время

Поскольку при адиабатическом процессе испарения температура воздуха по выходе из оросительной камеры достаточно близка

к температуре мокрого термометра, которая обычно ниже заданной температуры приточного воздуха, то для доведения его температуры до заданной он подвергается дополнительному нагреву в калорифере второго подогрева.

Исходными данными для построения процесса на $I-d$ -диа-

грамме (см. рис. 726) являются расчетные параметры наружного воздуха в зимнее время t_n и φ_n , параметры внутреннего воздуха t_B и φ_B и значение углового коэффициента луча процесса в помещении и количество вентиляционного воздуха L_o , полученное на основании расчета летнего режима. На $I-d$ -диаграмму наносят точку B , соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводят луч процесса.

Для определения состояния приточного воздуха необходимо найти величину Δd :

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{L_o} \cdot 10^3.$$

Зная Δd нетрудно определить и величину влагосодержания приточного воздуха:

$$d_{\pi} = d_B - \Delta d.$$

Проведя линию $d_{\pi} = \text{const}$ до пересечения ее с лучом процесса в помещении, получим точку пересечения Π , параметры которой определяют искомого состояние приточного воздуха при условии сохранения в зимний период количества вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима.

Пересечение линии $d_{\pi} = \text{const}$ с кривой $\varphi = 95\%$ определяет точку O , параметры которой соответствуют состоянию воздуха, покидающего дождевое пространство.

Затем, проведя через точку O линию адиабаты $I_o = \text{const}$, а че-

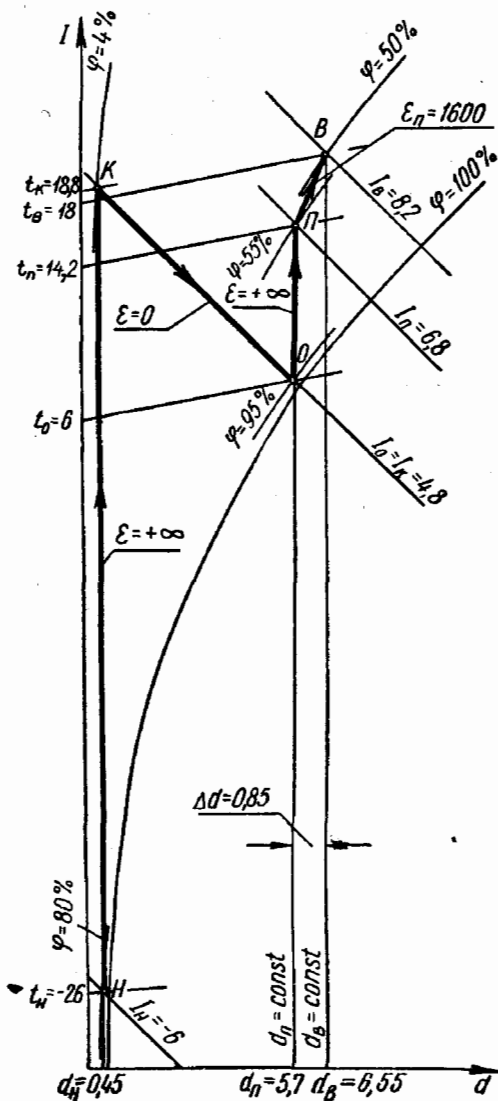


Рис. 726. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса кондиционирования при прямой схеме обработки воздуха (зимний режим)

рез точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, линию луча процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку K пересечения этих линий, параметры которой определяют состояние воздуха перед дождевым пространством. На этом построение рассматриваемого процесса на $I-d$ -диаграмме заканчивается.

Следует заметить, что здесь в отличие от построения процесса летнего режима попутное нагревание воздуха в каналах не учитывают вследствие незначительной разности температур в каналах и в помещениях, где они проложены.

На основании сделанного построения можно определить необходимые данные для расчета и подбора калориферов, а также и количество испарившейся воды.

Расход тепла в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = L_o (I_K - I_H) \text{ [ккал/ч]}.$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева будет равен:

$$Q_{II} = L_o (I_H - I_o) \text{ [ккал/ч]}.$$

Количество испарившейся воды равно:

$$W = L_o (d_o - d_H) 10^{-3} \text{ [кг/ч]}.$$

Пример. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс приточной схемы кондиционирования воздуха, определить расход тепла в калориферах первого и второго подогрева и количество испаряющейся воды.

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_H = -26^\circ$; $\varphi_H = 80\%$; $I_H = -6$; $d_H = 0,45$. Расчетные параметры внутреннего воздуха: $t_B = 18^\circ$; $\varphi_B = 50\%$; $I_B = 8,2$; $d_B = 6,55$. Количество вентиляционного воздуха согласно расчету летнего режима $L_o = 5880$ кг/ч. Угловой коэффициент луча процесса в помещении

$$\epsilon = \frac{8000}{5} = 1600.$$

Решение. Для определения параметров приточного воздуха находим его ассимилирующую способность по влаге:

$$\Delta d = \frac{5000}{5800} = 0,85 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Следовательно, влагосодержание приточного воздуха будет равно:

$$d_H = 6,55 - 0,85 = 5,7 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проведя через точку B (рис. 726), характеризующую заданное состояние внутреннего воздуха, луч процесса в помещении до пересечения с линией $d_H = \text{const}$, получаем точку $П$, определяющую необходимое состояние приточного воздуха: $t_H = 14,2^\circ$; $\varphi_H = 55\%$; $d_H = 5,7$; $I_H = 6,8$.

Через точку $П$ проводим луч процесса в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O , имеющей параметры $t_o = 6^\circ$; $\varphi_o = 95\%$; $d_o = 5,7$; $I_o = 4,8$.

Далее через точку O проводим адиабату $I_o = \text{const}$, а через точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, луч подогрева в калорифере первого подогрева. Точка пересечения K определяет состояние воздуха перед дождевым пространством: $t_K = 18,8^\circ$; $\varphi_K = 4\%$; $d_K = 0,45$; $I_K = 4,8$.

Расход тепла в калорифере первого подогрева будет равен:

$$Q_I = 5880 [4,8 - (-6)] = 63\,450 \text{ ккал/ч.}$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{II} = 5880 (6,8 - 4,8) = 11\,760 \text{ ккал/ч.}$$

Количество испаряющейся влаги составляет:

$$W = 5880 (5,7 - 0,45) 10^{-3} = 30,9 \text{ кг/ч.}$$

Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией

На рис. 73а изображен вариант схемы устройства кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией. Особенностью этого варианта является подмешивание рециркуляционного воздуха перед калорифером первого подогрева. Во втором варианте подмешивание производится после калорифера первого подогрева. Из рассмотрения схемы видно, что к наружному воздуху перед калорифером первого подогрева подмешивается рециркуляционный воздух, после чего смесь воздуха проходит через калорифер первого подогрева, в котором она подогревается до необходимого теплосодержания воздуха в оросительной камере. Затем смесь поступает в камеру орошения, в которой в результате адиабатического процесса увлажнения она приобретает заданное влагосодержание приточного воздуха при насыщении $\varphi \approx 95\%$. Из оросительной камеры воздух подается в калорифер второго подогрева, где нагревается до заданной температуры приточного воздуха, с которой он и поступает в помещение.

Построение этого процесса на $I-d$ -диаграмме (рис. 73б) начинают с нанесения на нее точки B , соответствующей заданному состоянию внутреннего воздуха, через которую проводится луч процесса в помещении. Далее определяется ассимилирующая способность приточного воздуха по влаге

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{L_0} \cdot 10^3 \text{ г/кг сух. возд,}$$

где L_0 — количество вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима.

Следовательно, влагосодержание приточного воздуха должно быть равно:

$$d_{II} = d_B - \Delta d.$$

Пересечение луча процесса в помещении с линией $d_{II} = \text{const}$ определяет точку Π , соответствующую состоянию приточного воздуха.

Через точку Π проводят луч процесса нагревания воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$. Это пересечение определяет положение точки O , характеризующей состояние воздуха, покидающего дождевое пространство. Далее

Рис. 73а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в зимнее время с применением первой рециркуляции (подмешивание рециркуляционного воздуха производится до калорифера первого подогрева)

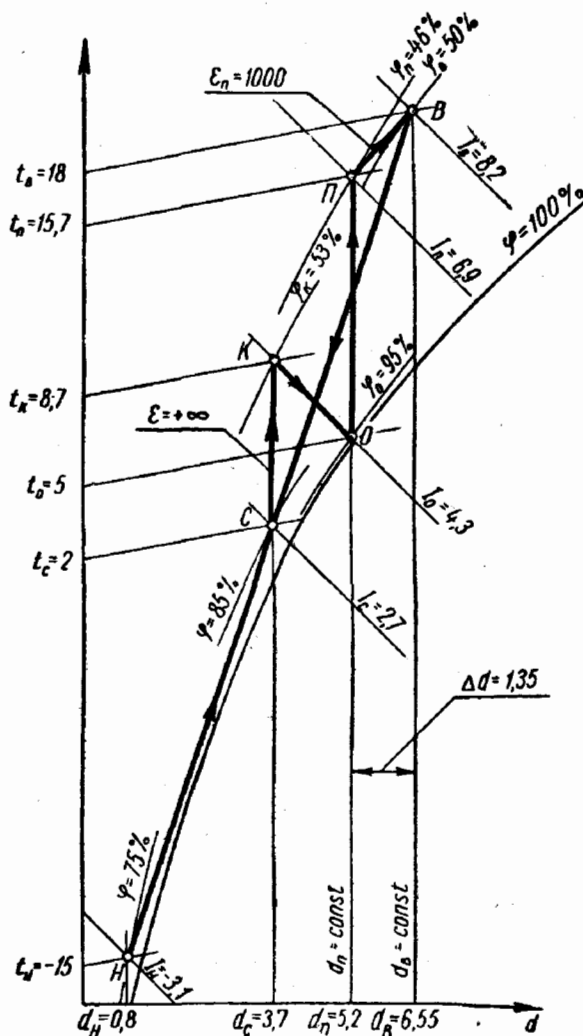
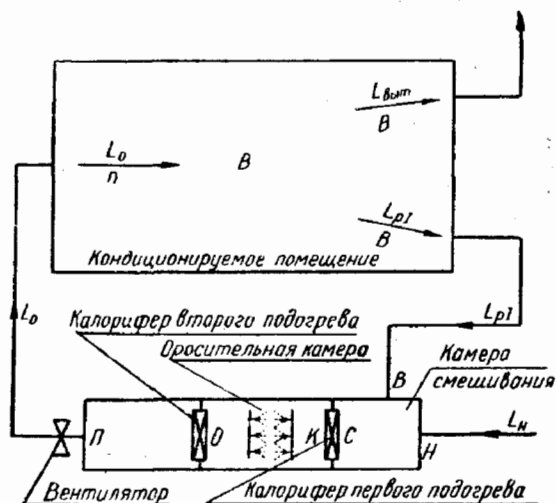


Рис. 73б. Построение на $t-d$ -диаграмме процесса зимнего режима кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции (подмешивание рециркуляционного воздуха производится до калорифера первого подогрева)

наносит точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, и проводят прямую смеси BH . Положение точки C смеси на этой прямой может быть найдено на основании пропорции

$$\frac{L_o}{HB} = \frac{L_H}{BC},$$

где L_H — необходимое количество наружного воздуха в соответствии с требованиями санитарных норм или технологического процесса.

Отсюда

$$BC = \frac{L_H}{L_o} HB.$$

Откладывая от точки B отрезок BC , находим на прямой смеси положение точки C , параметры которой определяют состояние смеси воздуха, поступающего в калорифер первого подогрева.

Проведя через точку C луч процесса нагревания воздуха в калорифере первого подогрева до пересечения с адиабатой I_o , получим точку K , характеризующую состояние воздуха перед дождевым пространством.

В соответствии с произведенным построением расход тепла в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = L_o (I_K - I_C) \text{ [ккал/ч]}.$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{II} = L_o (I_H - I_o) \text{ [ккал/ч]}.$$

Количество испаряющейся воды равно:

$$W = L_o (d_o - d_c) 10^{-3} \text{ [кг/ч]}.$$

Пример. Построить на $I-d$ -диаграмме зимний процесс кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции. Подмешивание рециркуляционного воздуха производится до калорифера первого подогрева. Расчетные параметры наружного воздуха: $t_H = -15^\circ$; $\varphi_H = 75\%$; $I_H = -3,1$; $d_H = 0,8$. Параметры внутреннего воздуха: $t_B = +18^\circ$; $\varphi_B = 50\%$; $I_B = 8,2$; $d_B = 6,55$. Количество наружного воздуха $L_H = 10\,000$ кг/ч. Общее количество вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима, $L_o = 20\,820$ кг/ч. Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\epsilon_H = \frac{28\,000}{28} = 1000$.

Решение. Наносим на $I-d$ -диаграмму (рис. 73б) точку B , соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводим луч процесса в помещении ($\epsilon_H = 1000$). Определяем ассимилирующую способность приточного воздуха

$$\Delta d = \frac{28 \cdot 1000}{20\,820} = 1,35 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Следовательно, влагосодержание приточного воздуха должно быть равно:

$$d_H = 6,55 - 1,35 = 5,2 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проводим линию $d_{II} = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении. Точка пересечения II определяет необходимое состояние приточного воздуха при сохранении количества вентиляционного воздуха, полученного на основании расчета летнего режима. Параметры этой точки равны: $t_{II} = 15,7^\circ$; $d_{II} = 5,2$; $I_{II} = 6,9$; $\varphi_{II} = 46\%$.

Проведя через точку II луч нагревания воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$, получим точку O , характеризующую состояние воздуха, покидающего дождевое пространство. Параметры этой точки следующие: $t_o = 5^\circ$; $\varphi_o = 95\%$; $d_o = 5,2$; $I_o = 4,3$.

Через точку O проводим луч адиабатического процесса увлажнения в оросительной камере ($\varepsilon = 0$).

Для определения состояния смеси воздуха перед калорифером первого подогрева на диаграмму наносим прямую смеси, проходящую через точку B и точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха. Положение точки смеси C на этой прямой можно найти из пропорции

$$BC = \frac{10\,000}{20\,820} \cdot 178 = 85,4.$$

Отложив от точки B длину полученного отрезка BC , находим положение точки смеси C , имеющей параметры: $t_c = 2^\circ$; $\varphi_c = 85\%$; $d_c = 3,7$; $I_c = 2,7$.

Через точку C проводим луч нагревания воздуха в калорифере первого подогрева до пересечения с лучом адиабатического процесса в оросительной камере. Точка пересечения K , имеющая параметры: $t_k = 8,7^\circ$; $\varphi_k = 53\%$; $d_k = 3,7$; $I_k = 4,3$, определяет состояние воздуха перед дождевым пространством (после калорифера первого подогрева).

На основании сделанного построения количество тепла, расходуемого в калорифере первого подогрева, составляет:

$$Q_I = 20\,820 (4,3 - 2,7) = 33\,300 \text{ ккал/ч},$$

расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = 20\,820 (6,9 - 4,3) = 54\,100 \text{ ккал/ч},$$

количество испаряющейся влаги:

$$W = 20\,820 (5,2 - 3,7) = 31\,200 \text{ г/ч}, \text{ или } 31,2 \text{ кг/ч}.$$

Если рециркуляционный воздух содержит волокнистую пыль, которая может отлагаться на поверхности калорифера, а также в том случае, когда в процессе смешивания происходит выпадение влаги из воздуха (если точка смеси оказывается за пределами пограничной кривой, $\varphi = 100\%$), то применять рассмотренную выше схему обработки воздуха не рекомендуется. В этом случае следует принимать второй вариант схемы обработки воздуха.

Изображенная на рис. 74а принципиальная схема рассматриваемого случая кондиционирования воздуха отличается от предыдущей лишь тем, что наружный воздух перед вступлением в смесь с рециркуляционным подвергают предварительному нагреванию в калорифере первого подогрева. В остальной части эта схема полностью повторяет предыдущую.

Ниже рассмотрено построение этого процесса на $I - d$ -диаграмме (рис. 74б).

Аналогично предыдущему определяют положение точек II и O и наносят луч адиабатического процесса в оросительной камере.

Далее для построения условно принимают, что смешивание воздуха производят до калорифера первого подогрева и, так же как и в предыдущем случае, находят условную точку смеси C' , а затем точку C , характеризующую состояние воздуха перед дождевым пространством (которая в предыдущем случае обозначалась буквой K). Таким образом, где бы ни производилось подмешивание рециркуляционного воздуха (до или после калорифера первого подогрева), состояние смеси воздуха перед дождевым пространством остается неизменным (точка K на рис. 73б и точка C на рис. 74б).

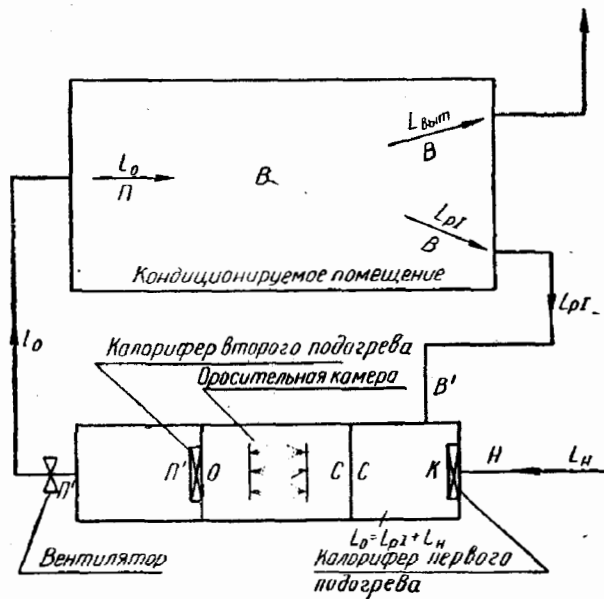


Рис. 74а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в зимнее время с применением первой рециркуляции (подмешивание рециркуляционного воздуха производится после калорифера первого подогрева)

Для определения состояния наружного воздуха после калорифера первого подогрева производят следующие дополнительные построения: через точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, проведем луч нагревания его в калорифере первого подогрева, а через точки B и C — прямую до пересечения с указанным выше лучом в точке K . Линия KB в данном случае будет линией смеси наружного воздуха, нагретого в калорифере первого подогрева, и рециркуляционного воздуха.

Теперь остается только доказать, что точка C делит линию смеси KB на отрезки, пропорциональные количеству наружного и рециркуляционного воздуха, вступающим в смесь. Последнее легко

сделать, если рассмотреть подобие треугольников $HKВ$ и $C'SB$, откуда следует, что

$$\frac{HB}{C'B} = \frac{KB}{CB} = \frac{L_0}{L_H}$$

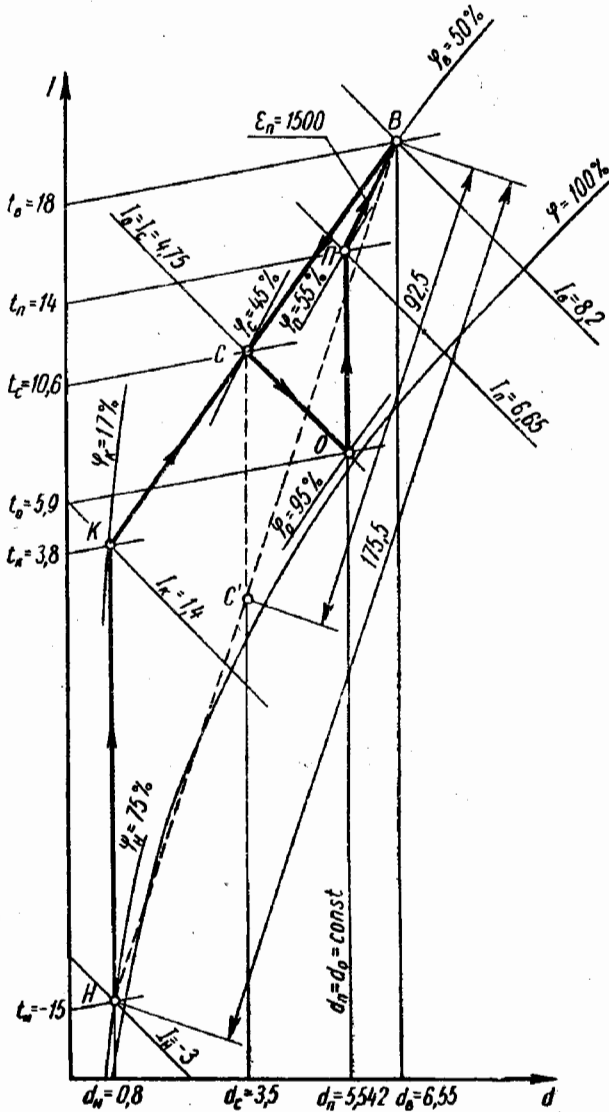


Рис. 746. Построение на $I - d$ -диаграмме процесса зимнего режима кондиционирования воздуха с применением первой рециркуляции (подмешивание рециркуляционного воздуха производится после калорифера первого подогрева)

В соответствии с произведенным построением расход тепла в калорифере первого подогрева составляет

$$Q_1 = L_H (I_K - I_H) \text{ [ккал/ч]},$$

расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = L_o (I_{II} - I_o) \text{ [ккал/ч]},$$

количество воды, испарившейся в оросительной камере:

$$W = L_o (d_o - d_c) 10^{-3} \text{ [кг/ч]}.$$

Пример. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха по схеме обработки воздуха с рециркуляцией. Подмешивание рециркуляционного воздуха должно производиться после калорифера первого подогрева.

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_n = -15^\circ$; $\varphi_n = 75\%$; $I_n = -3$; $d_n = 0,8$. Параметры внутреннего воздуха: $t_b = +18^\circ$; $\varphi_b = 50\%$; $I_b = 8,2$; $d_b = 6,55$. Количество наружного воздуха $L_n = 11\,000$ кг/ч.

Общее количество вентиляционного воздуха, определенное расчетом летнего режима $L_o = 20\,820$ кг/ч. Угловой коэффициент луча процесса в помещении

$$\varepsilon_{II} = \frac{28\,000}{21} = 1500.$$

Решение. Наносим на поле $I-d$ -диаграммы (рис. 746) точку B , соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводим луч BII процесса в помещении ($\varepsilon_{II} = 1500$).

Далее определим ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге

$$\Delta d = \frac{21 \cdot 1000}{20\,820} = 1,008 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Следовательно, влагосодержание приточного воздуха должно быть равно:

$$d_{II} = 6,55 - 1,008 = 5,542 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Точка II пересечения линии $d_{II} = \text{const}$ с лучом процесса в помещении определяет необходимое состояние приточного воздуха при сохранении количества вентиляционного воздуха, полученного на основании расчета летнего режима. Параметры этой точки равны: $t_{II} = 14^\circ$; $d_{II} = 5,542$; $I_{II} = 6,65$; $\varphi_{II} = 55\%$.

Проведя через точку II луч нагревания воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$, получим точку O , характеризующую состояние воздуха, покидающего дождевое пространство.

Параметры этой точки следующие: $t_o = 5,9^\circ$; $\varphi_o = 95\%$; $d_o = 5,542$; $I_o = 4,75$.

Через точку O проводим луч адиабатического процесса увлажнения в оросительной камере ($\varepsilon = 0$).

Для нахождения действительной точки смеси C предварительно определяем на прямой NO положение точки C' , характеризующей условное состояние смеси. Для этого проводим пунктирную линию NC' , на которой с помощью пропорции находится положение указанной точки C' :

$$NC' = 175,5 \frac{11\,000}{20\,820} = 92,5.$$

Отложив от точки N длину полученного отрезка NC' , находим положение условной точки смеси C' , через которую проводим условный луч подогрева смеси воздуха (пунктирная линия $C'C$) до пересечения в точке C с адиабатой I_o процесса увлажнения. Параметры этой точки являются искомыми параметрами смеси воздуха перед дождевым пространством: $t_c = 10,6^\circ$; $\varphi_c = 45\%$; $d_c = 3,5$; $I_c = 4,75$.

Далее через точку N , соответствующую состоянию наружного воздуха, проводим луч нагрева его в калорифере первого подогрева до пересечения с про-

должением прямой, проведенной через точки *B* и *C*, в точке *K*. Параметры этой точки соответствуют состоянию наружного воздуха после калорифера первого подогрева. Значения параметров точки *K* следующие: $t_k = +3,8^\circ$; $\varphi_k = 17\%$; $d_k = 0,8$; $I_k = 1,4$.

На основании сделанного построения расход тепла на нагрев наружного воздуха в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = 11\,000 [1,4 - (-3,1)] = 49\,500 \text{ ккал/ч};$$

расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = 20\,820 (6,65 - 4,75) = 39\,700 \text{ ккал/ч},$$

количество испаряющейся воды в дождевом пространстве:

$$W = 20\,820 (5,542 - 3,5) = 42\,700 \text{ г/ч}.$$

Схема обработки воздуха с применением первой и второй рециркуляции

Эту схему обработки воздуха применяют только в том случае, когда в летний период используется схема обработки того же наименования. Последнее объясняется более простым решением сис-

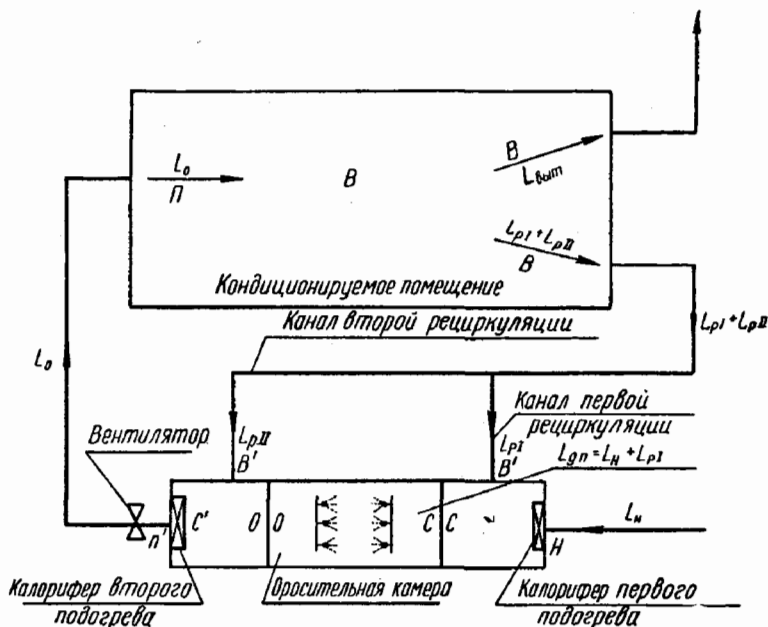


Рис. 75а. Принципиальная схема кондиционирования воздуха в зимнее время с применением первой и второй рециркуляции

темы автоматического регулирования кондиционирующей установки.

На рис. 75а приведена принципиальная схема кондиционирования воздуха в зимнее время с первой и второй рециркуляциями. Наружный воздух в количестве L_H поступает в калорифер первого

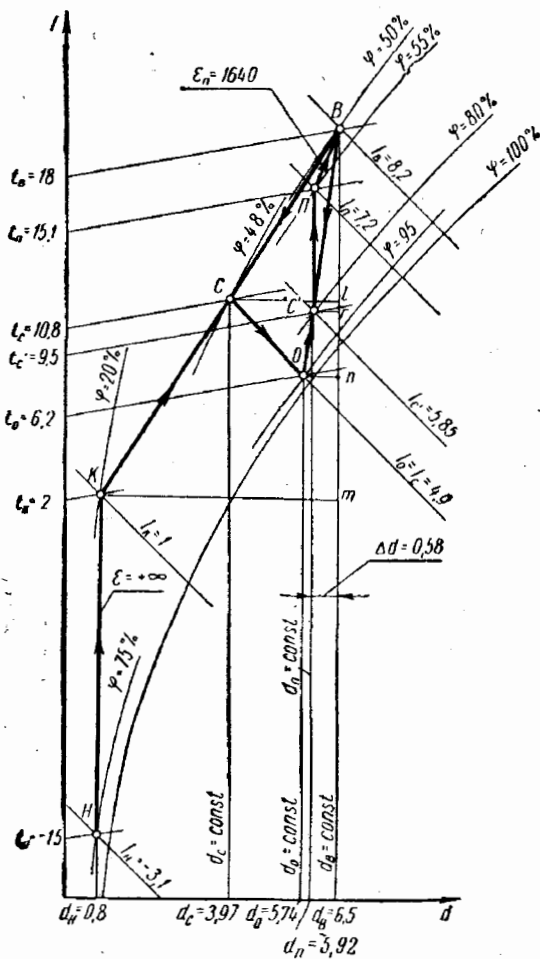


Рис. 756. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса кондиционирования воздуха в зимнее время по схеме с первой и второй рециркуляциями

подогрева, в котором нагревается до определенной температуры. После этого он смешивается с воздухом первой рециркуляции в количестве L_{PI} . Смесь поступает в дождевое пространство, где она адиабатически увлажняется до определенного предела (при $\phi=95\%$) и затем смешивается с воздухом второй рециркуляции в количестве L_{PII} . Далее смесь проходит через калорифер второго подогрева, где нагревается до заданной температуры приточного воздуха.

На рис. 756 приведено построение рассматриваемого процесса на $I-d$ -диаграмме. Это построение производят следующим образом. Наносят точку B , соответствующую состоянию внутреннего воздуха, через которую проводят луч процесса в помещении. Затем определяют ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге ϵ

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{L_0} \cdot 10^3.$$

Далее определяют влагосодержание приточного воздуха

$$d_n = d_B - \Delta d.$$

Положение точки Π (характеризующей состояние приточного воздуха) находят на пересечении луча процесса в помещении с линией $d_n = \text{const}$. Линия BO , нанесенная на этом рисунке, изображает линию смеси воздуха, прошедшего дождевое пространство, и воздуха второй рециркуляции. Так как состояние воздуха, поступающего в калорифер второго подогрева, определяется состоянием указанной смеси воздуха, то точка смеси C' должна лежать на этой прямой в месте пересечения ее с лучом нагревания (в калорифере второго подогрева), проведенном через точку Π .

Следует заметить, что положение точки O нужно выбрать так, чтобы точка C' делила прямую OB на отрезки, обратно пропорциональные количеству воздуха второй рециркуляции и количеству воздуха, прошедшего через дождевое пространство. Для того чтобы найти такое положение точки O , рассмотрим подобие двух треугольников: OBn и $C'Br$. Из их подобия можно написать:

$$\frac{OB}{C'B} = \frac{On}{C'r} = \frac{L_o}{L_{дп}}. \quad (a)$$

Так как согласно произведенному расчету летнего режима L_o , $L_{дп}$, $L_{р1}$ и $L_{н}$ известны, то, обозначив отношение $\frac{L_o}{L_{дп}} = a$ и выразив отрезки On и $C'r$ через разности влагосодержаний, выражение (а) можем переписать в следующем виде:

$$\frac{OB}{C'B} = \frac{d_n - d_o}{d_n - d_n} = a. \quad (б)$$

В выражении (б) единственной неизвестной является искомая величина d_o (влагосодержание воздуха, покидающего дождевое пространство). Решив это выражение относительно d_o , будем иметь:

$$d_o = d_n - a(d_n - d_n). \quad (V-2)$$

Определив значение d_o и зная, что воздух покидает дождевое пространство при $\phi = 95\%$, положение точки O можем найти на основании этих двух известных параметров (d_o и ϕ).

Через точку O проводим луч адиабатического процесса увлажнения, а через точку H — луч нагревания наружного воздуха в калорифере первого подогрева. Линия смеси нагретого наружного воздуха с рециркуляционным должна проходить через точку B и пересекать как луч адиабатического процесса увлажнения (точка C), так и луч нагревания наружного воздуха (точка K).

При этом положение линии, проведенной через точку B , должно быть таково, чтобы точка C делила прямую KB на отрезки, обратно пропорциональные количествам наружного воздуха и воздуха первой рециркуляции. Рассмотрим подобные треугольники KBm и CBl . Из их подобия следует:

$$\frac{KB}{CB} = \frac{Km}{Cl} = \frac{L_{дп}}{L_n}.$$

Обозначив отношение $\frac{L_{дп}}{L_n}$ через b и выразив отрезки Km и Cl через разности влагосодержаний, получим:

$$\frac{KB}{CB} = \frac{d_n - d_n}{d_n - d_c} = b. \quad (в)$$

В выражении (в) единственным неизвестным является искомая величина d_c . Решив уравнение относительно величины d_c , получим:

$$d_c = d_b - \frac{d_b - d_n}{b}. \quad (V-3)$$

Для определения положения точки C , характеризующей состояние смеси воздуха перед дождевым пространством, на поле $I-d$ -диаграммы проведем линию $d_c = \text{const}$ до пересечения с адиабатой, проведенной через точку O . Затем, проведя прямую через точки B и C и продолжив ее до пересечения с лучом нагревания воздуха в калорифере первого подогрева, получим точку K , характеризующую состояние наружного воздуха после калорифера первого подогрева. На этом построение процесса заканчивается. В соответствии с произведенным построением расход тепла на нагревание наружного воздуха в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = L_n (I_K - I_n).$$

Расход тепла в калорифере второго подогрева

$$Q_{II} = L_o (I_n - I_c').$$

Количество испаряющейся воды

$$W = L_{лп} (d_o - d_c) 10^{-3}.$$

Пример. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха в зимний период по схеме с первой и второй рециркуляциями, определить количество тепла, расходуемого в калориферах первого и второго подогрева, а также количество испаряющейся воды. На основании ранее произведенного расчета летнего режима получены следующие количества воздуха:

$$\begin{aligned} L_o &= 48\,000 \text{ кг/ч}, & L_{лп} &= 32\,580 \text{ кг/ч}, \\ L_{рII} &= 15\,420 \text{ кг/ч}, & L_n &= 14\,450 \text{ кг/ч}, \\ & & L_{рI} &= 18\,130 \text{ кг/ч}. \end{aligned}$$

Расчетные параметры наружного воздуха: $t_n = -15^\circ$; $\varphi_n = 75\%$; $d_n = 0,8$; $I_n = -3,1$. Параметры внутреннего воздуха: $t_b = +18^\circ$; $\varphi_b = 50\%$; $d_b = 6,5$; $I_b = 8,2$.
Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\epsilon_n = \frac{46\,000}{28} = 1640$.

Решение. Определим ассимилирующую способность приточного воздуха по влаге:

$$\Delta d = \frac{28\,000}{48\,000} = 0,58 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Необходимое влагосодержание приточного воздуха будет равно:

$$d_n = 6,5 - 0,58 = 5,92 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проведя линию $d_n = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении, проходящим через точку B (соответствующую состоянию внутреннего воздуха), получим точку их пересечения $П$, определяющую состояние приточного воздуха. Параметры этой точки: $t_n = 15,1^\circ$; $d_n = 5,92$; $\varphi_n = 55\%$; $I_n = 7,2$.

Пользуясь выражением V-2, определим значение d_o :

$$d_o = 6,5 - \frac{48\,000}{32\,580} (6,5 - 5,92) = 5,74 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проведя линию $d_o = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$, получим точку O , определяющую состояние воздуха, покидающего дождевое пространство. Параметры этой точки равны: $t_o = 6,2^\circ$; $\varphi_o = 95\%$; $d_o = 5,74$; $I_o = 4,9$.

Соединив точку O с точкой B прямой, получим линию смеси воздуха, прошедшего через дождевое пространство, с воздухом второй рециркуляции.

Точка C' пересечения луча процесса нагревания воздуха (проведенного через точку Π) в калорифере второго подогрева с линией смеси BO определяет состояние смеси воздуха перед калорифером второго подогрева. Эта точка имеет параметры: $t_{c'} = 9,5^\circ$; $\varphi_{c'} = 80\%$; $d_{c'} = 5,92$; $I_{c'} = 5,85$.

Далее по формуле V-3 определяем величину d_c :

$$d_c = 6,5 - \frac{6,5 - 0,8}{\frac{32\,580}{14\,450}} = 3,97 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Проведя линию $d_c = \text{const}$ до пересечения с лучом адиабатического процесса в оросительной камере, проходящим через точку O , получим точку их пересечения C , соответствующую состоянию смеси воздуха перед дождевым пространством. Параметры точки C : $t_c = 10,8^\circ$; $\varphi_c = 48\%$; $d_c = 3,97$; $I_c = 4,9$.

Затем, проведя прямую через точки B и C и продолжив ее до пересечения с лучом подогрева наружного воздуха, получим точку K , характеризующую состояние наружного воздуха после нагревания его в калорифере первого подогрева. Параметры точки K следующие: $t_k = 2^\circ$; $\varphi_k = 20\%$; $d_k = 0,8$; $I_k = 1,0$.

В соответствии с произведенным построением на $I-d$ -диаграмме расход тепла в калорифере первого подогрева составляет:

$$Q_I = 14\,450 [1 - (-3,1)] = 59\,200 \text{ ккал/ч;}$$

расход тепла в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = 48\,000 (7,2 - 5,85) = 64\,800 \text{ ккал/ч;}$$

количество испаряющейся влаги:

$$W = 32\,580 (5,74 - 3,97) 10^{-3} = 57,5 \text{ кг/ч.}$$

РАСЧЕТ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ
ВОЗДУХА В УСТАНОВКАХ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ

§ 1. РАСЧЕТ ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР

Для охлаждения и осушения воздуха в летнее время, а также для нагревания и увлажнения воздуха в зимний период широко применяют форсуночные кондиционеры, в которых процессы тепло- и влагообмена совершаются при непосредственном контакте между обрабатываемым воздухом и каплями разбрызгиваемой воды.

Разбрызгиванием воды в потоке воздуха, движущегося через оросительную камеру, достигается развитая поверхность контакта воздуха и воды. Последнее позволяет осуществить заданное изменение состояния воздуха в ограниченном объеме оросительной камеры в течение весьма непродолжительного времени (в течение 1—2 сек).

Капли, одновременно находящиеся в объеме камеры, движутся с переменными по величине и направлению скоростями. В известной мере упорядоченное сопряжение токов воздуха и капель можно ожидать только непосредственно у выхода из отверстий форсунок. В этой области наблюдается явление эжекции воздуха водяными каплями. Состав капель в факеле носит полидисперсный характер, хотя в факеле форсунки преобладают капли одного определенного диаметра. Капли распределяются в сечении факела неравномерно, они сосредоточиваются на периферии факела, вследствие чего капли в объеме форсуночной камеры распределяются также неравномерно.

Кривизна поверхности капель, обусловленная действием капиллярных сил, оказывает влияние на величину парциального давления на поверхности и, следовательно, на интенсивность процесса тепло- и влагообмена. Так как процесс теплообмена, совершающийся в оросительной камере, происходит в основном конвективным путем, то, естественно, определяющим фактором интенсивности тепло- и влагообмена является скорость омыwania капли воздухом. Эта скорость является результирующей скоростью капли относительно воздуха.

Кроме того, не исключена возможность возникновения вращательного движения относительно своей оси той части капель, которые ударяются о стенки камеры.

Развивая гипотезы о гидродинамике этого процесса, можно с достаточной уверенностью предположить, что капли в период пребывания их в объеме форсуночной камеры вначале, т. е. в момент вылета капли из отверстия форсунки, имеют максимальную относи-

тельную скорость. При этом капли, направленные против потока воздуха, имеют в этот момент большую скорость относительно потока воздуха, чем направленные по движению воздуха.

Можно предположить, что этот момент будет характеризоваться максимальной интенсивностью процесса тепло- и влагообмена, которая затем будет быстро уменьшаться: наконец, наступит такой период, когда движение капли, находящейся в потоке воздуха, будет подчиняться закону Стокса. Этот период характеризуется минимальными значениями относительной скорости, а следовательно, и сильным понижением интенсивности процесса тепло- и влагообмена.

В связи с рассмотренным выше предполагаемым механизмом движения капель представляет известный интерес работа Е. В. Стефанова [Л. 47], который установил, что наиболее высокая эффективность процесса оказалась у той камеры, в которой вода разбрызгивалась снизу вверх форсунками, грубого распыла, имеющими диаметр выходного отверстия $6 \div 8$ мм при сравнительно небольшом давлении воды перед ними. Такое разбрызгивание воды создало новые гидродинамические условия обтекания капель воздухом, при которых скорость воздуха относительно капель была выше, чем при обычном расположении форсунок, и, следовательно, время взаимодействия капель с воздухом при относительно больших скоростях увеличилось. Этим в известной мере можно объяснить увеличение интенсивности тепло- и влагообмена, полученного Стефановым по сравнению с обычным расположением форсунок.

Весьма существенным фактором в процессе тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, является скорость воздуха. С увеличением ее интенсифицируется процесс тепло- и влагообмена, что позволяет уменьшить поперечное сечение камеры. В этой связи следует стремиться увеличивать скорость воздуха. Однако исследования показали, что при тонком распыле при скорости воздуха, превышающей $1,8$ м/сек, часть капель уносится за пределы выходного сепаратора. При грубом распыле это явление происходит при скорости воздуха, превышающей $3,6$ м/сек. Поэтому при определении площади поперечного сечения форсуночной камеры следует принимать скорости, не превышающие указанных пределов.

Выше было показано, что в оросительной камере при полном кондиционировании воздуха в летнее время происходит охлаждение и осушение, а зимой — увлажнение. В этой связи следует заметить, что при адиабатическом процессе увлажнения рекомендуется применять тонкий распыл, при котором преобладают капли малого диаметра.

В случае охлаждения и осушения следует прибегать к грубому распылу, когда капли разбрызгиваемой воды имеют больший диаметр. Это объясняется тем, что при адиабатическом процессе вода имеет постоянную температуру, равную температуре мокрого термометра, и, естественно, малый размер диаметра капель при тон-

ком распыле обеспечит более развитую поверхность испарения по сравнению с грубым распылом, что позволит уменьшить количество разбрызгиваемой воды.

При охлаждении и осушении температура разбрызгиваемой воды должна быть ниже температуры точки росы обрабатываемого воздуха. Температура воды в процессе контакта капелек с воздухом обычно повышается на 3—4°.

Совершенно ясно, что чем меньше диаметр капель, тем это повышение температуры будет происходить быстрее. При небольших расходах воды это может повести к тому, что температура капли во время ее пребывания в оросительной камере может повыситься до температуры мокрого термометра, вследствие чего политропический процесс охлаждения и осушения прекратится и начнется адиабатический процесс увлажнения, нарушающий заданные условия обработки воздуха. Во избежание дополнительного увлажнения воду в таких случаях разбрызгивают из форсунок грубого распыла при соответствующем количестве воды, обеспечивающем поддержание заданного режима работы камеры.

Доувлажнение воздуха, как об этом было сказано выше, может происходить и в сепараторе после дождевого пространства. Чтобы устранить доувлажнение воздуха в сепараторе, его часто подвергают непрерывному орошению холодной водой, смывающей нагретую пленку воды. В этой связи поверхность орошаемых сепараторов можно рассматривать как рабочую, аналогичную поверхности капели разбрызгиваемой воды в оросительной камере.

Современный уровень теории и расчета процессов тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, пока еще не позволяет пользоваться классическими приемами теории теплопередачи. Поэтому практические расчеты производят с помощью эмпирических зависимостей, на основании которых определяется необходимая интенсивность орошения воздуха в камере.

Величиной, характеризующей интенсивность орошения воздуха в дождевом пространстве, является коэффициент орошения, представляющий собой отношение количества разбрызгиваемой воды к количеству проходящего через дождевое пространство воздуха:

$$\mu = \frac{W}{L_{\text{дп}}} = \frac{I_{\text{н}} - I_{\text{к}}}{c(t_{\text{вк}} - t_{\text{вн}})}, \quad (\text{VI-1})$$

где μ — коэффициент орошения;

W — количество разбрызгиваемой воды, кг/ч;

$L_{\text{дп}}$ — количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, кг/ч;

$I_{\text{н}}$ — теплосодержание воздуха перед оросительной камерой, ккал/кг сух. возд;

$I_{\text{к}}$ — теплосодержание воздуха после оросительной камеры, ккал/кг сух. возд;

$t_{\text{вн}}$ — начальная температура разбрызгиваемой воды;

$t_{\text{вк}}$ — конечная температура разбрызгиваемой воды;
 c — теплоемкость воды, $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$.

Наибольшее значение коэффициентов орошения относится к летнему периоду при работе кондиционера на охлаждение и осушение воздуха. В зимний период при адиабатическом увлажнении воздуха значения μ принимают меньшими. Кроме того, величина μ зависит и от тонкости распыла воды.

По интенсивности орошения различают:

1. Камеры с общим орошением высокой интенсивности, имеющие значения $\mu \geq 1 \text{ кг/кг}$;

2. Камеры с общим орошением малой интенсивности, имеющие значения коэффициента орошения в пределах $0,2 \leq \mu \leq 1$.

Камеры с высокой интенсивностью орошения универсальны, тогда как камеры с орошением малой интенсивности применяют лишь для адиабатического увлажнения воздуха. Необходимые значения коэффициента орошения определяют расчетом.

В последние годы был выполнен ряд экспериментальных исследований процесса тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, результаты которых используются для расчета таких аппаратов. Однако все эти исследования носили в большинстве частный характер, вследствие чего результаты исследований справедливы только для тех условий, при которых были получены опытные данные.

Попытки обобщить различные экспериментальные данные пока не дали положительных результатов. Последнее объясняется (как об этом было сказано выше) большим количеством факторов, влияющих на процесс тепло- и влагообмена в форсуночной камере, аналитические и экспериментальные исследования которых представляют весьма большие трудности. Достаточно указать на то, что до сих пор все расчеты камер относят не к действительной поверхности тепло- и влагообмена (т. е. к суммарной поверхности капель, находящихся в данный момент в камере), а к площади поперечного сечения дождевого пространства, что является весьма грубым допущением.

Произведенные экспериментальные исследования процесса тепло- и влагообмена (в СССР и за рубежом), происходящего на поверхности отдельных свободнопадающих капель, позволили обобщить результаты в критериальной форме. Проф. Д. Н. Вырубовым была установлена следующая зависимость:

$$\text{Nu} = 0,54 \text{Re}^{0,5}. \quad (\text{VI-2})$$

Автором настоящей книги на основании дополнительной обработки экспериментальных данных Ренза и Маршалла, проводивших исследования по испарению капель воды и капель бензола, получены критериальные зависимости для тепло- и массообмена (см. выражения II-27 и II-28).

Однако следует заметить, что указанные выше критериальные зависимости не могут быть использованы для практических расче-

тов форсуночных кондиционеров при определении коэффициентов тепло- и массообмена из-за отсутствия данных о диаметре капель и величине результирующей скорости воздуха, омывающего капли (входящих в выражение критерия Рейнольдса).

Изложенное показывает, что решение вопроса строгого метода расчета форсуночных камер находится пока еще в начальной стадии.

Расчету форсуночного кондиционера, как правило, должно предшествовать построение в $I-d$ -диаграмме процессов летнего и зимнего режимов кондиционирования воздуха, на основании которых получают исходные данные для такого расчета.

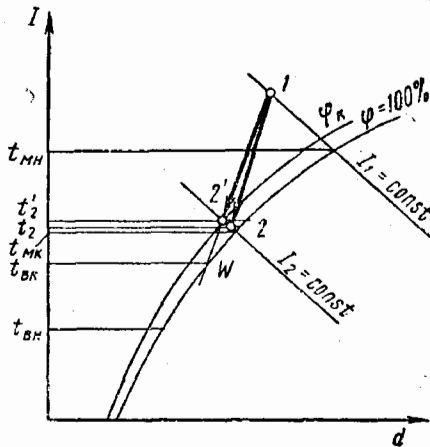


Рис. 76. Теоретический и реальный процессы изменения состояния воздуха в форсуночной камере (политропический процесс)

Для расчета форсуночных камер весьма существенное значение имеет вопрос определения конечного состояния воздуха, покидающего дождевое пространство.

Частично этот вопрос освещен в § 4 гл. IV. Однако сложная зависимость конечного состояния воздуха с начальной и конечной температурами воды требует дальнейшего рассмотрения этого вопроса. Выше было сказано, что в форсуночной камере нет резко выраженного противотока или параллельного тока между каплями воды и воздухом. В известной мере это происходит на весьма небольшом расстоянии от выходного отверстия форсунок. Далее капли подхватываются потоком движущегося воздуха, вследствие чего дальнейшее движение капель достаточно точно соответствует закону Стокса. Такая гипотеза о механизме процесса позволяет считать, что взаимное направление капель и обрабатываемого воздуха приближается к параллельному току.

В этой связи линия процесса изменения состояния воздуха в камере должна быть направлена на конечную температуру воды (линия $1-W$, рис. 76). В условиях теоретического процесса конечное состояние воздуха должно было бы определяться параметрами точки W . Однако вследствие несовершенства процесса тепло- и влагообмена в камере конечное состояние обрабатываемого воздуха не достигает 100% насыщения ($\varphi_k = 90 \div 97\%$), и процесс может завершиться, например, в точке $2'$.

В свою очередь, от точки $2'$ процесс отклоняется по линии адиабаты к точке 2. Последнее объясняется тем, что более мелкие капли, контактирующие с воздухом, быстро нагреваются до температуры мокрого термометра, в результате чего воздух при кон-

также с этими капельками воды начинает доувлажняться. Этому отклонению также способствует доувлажнение воздуха, происходящее при контакте его с пленкой воды, стекающей с поверхности лопастей сепаратора, температура которой также приближается к температуре мокрого термометра (при отсутствии орошения сепаратора).

Из-за отсутствия возможностей аналитического определения конечного состояния воздуха обычно пользуются эмпирическими зависимостями, к числу которых относится широко используемый коэффициент эффективности теплообмена.

Для процессов охлаждения и осушения воздуха этот коэффициент эффективности определяется выражением

$$E_0 = 1 - \frac{t_{\text{МК}} - t_{\text{ВК}}}{t_{\text{МН}} - t_{\text{ВН}}} \quad (\text{а})$$

Для типовых форсуночных камер значения E_0 установлены опытным путем в зависимости от конструктивных и режимных характеристик камеры. Так как расчету форсуночной камеры обычно предшествует построение процесса кондиционирования воздуха на $I-d$ -диаграмме, то начальные и конечные параметры воздуха принимают на основании произведенного построения. Следовательно, значения $t_{\text{МН}}$ и $t_{\text{МК}}$ становятся известными.

Если задаться начальной температурой воды $t_{\text{ВН}}$, то из выражения (а) можно определить величину $t_{\text{ВК}}$. Таким образом становится известной и величина разности температур воды, т. е. $t_{\text{ВК}} - t_{\text{ВН}}$. Выражение баланса тепла в этом случае будет иметь вид:

$$W(t_{\text{ВК}} - t_{\text{ВН}}) = L_{\text{д.п}}(I_1 - I_2) \quad (\text{VI-3})$$

Отсюда

$$\frac{W}{L_{\text{д.п}}} = \frac{I_1 - I_2}{t_{\text{ВК}} - t_{\text{ВН}}} = \mu, \quad (\text{VI-4})$$

где W — количество разбрызгиваемой холодной воды, кг/ч;
 $L_{\text{д.п}}$ — количество обрабатываемого воздуха, кг/ч;
 I_1 и I_2 — начальное и конечное теплосодержание обрабатываемого воздуха, ккал/кг сух. возд.;
 μ — коэффициент орошения, кг воды/кг возд.

Выражение VI-4 определяет величину коэффициента орошения, представляющего собой отношение количества разбрызгиваемой воды к количеству проходящего через дождевое пространство воздуха. В свою очередь коэффициент орошения связывает начальное и конечное теплосодержание воздуха с начальной и конечной температурами воды.

Если процесс охлаждения и осушения воздуха с достаточным практическим приближением можно принять происходящим по прямой 1—2 (рис. 76) вследствие незначительного изменения температуры воды, то адиабатический процесс обработки воздуха протекает точно по закону прямой, так как температура воды в процессе обра-

ботки воздуха не изменяется и равна температуре мокрого термометра.

Отсюда следует, что если начальное состояние воздуха определяется точкой 1 (рис. 77), то конечное состояние в условиях теоретического процесса будет определяться точкой W, температура которой соответствует температуре мокрого термометра. Однако, так же как и в предыдущем случае, вследствие несовершенства процесса тепло- и влагообмена, происходящего в форсуночной камере, конечное состояние воздуха будет определяться значением $\varphi < 100\%$ (90÷97%), т. е. точкой 2. В этом случае выражение коэффициента эффективности имеет вид:

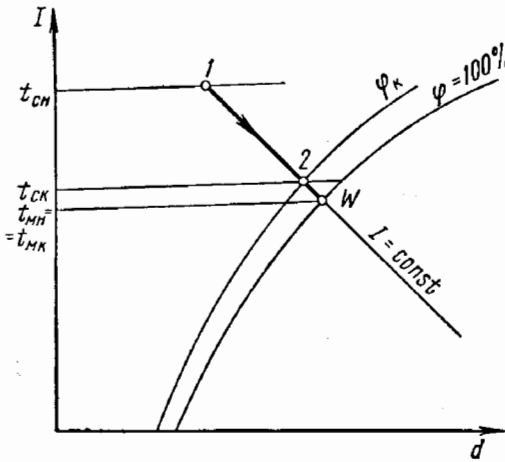


Рис. 77. Адиабатический процесс изменения состояния воздуха в форсуночной камере

$$E_a = 1 - \frac{t_{ск} - t_{мк}}{t_{сн} - t_{мн}} = \frac{t_{сн} - t_{ск}}{t_{сн} - t_{мн}}$$

где $t_{сн}$ и $t_{ск}$ — начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру;

$t_{мн}$ и $t_{мк}$ — начальная и конечная температура воздуха по мокрому термометру.

§ 2. РАСЧЕТ ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР С ПОМОЩЬЮ КОЭФФИЦИЕНТА ЭФФЕКТИВНОСТИ (МЕТОД НИИ САНТЕХНИКИ)

Проведенные в НИИ сантехники Е. Е. Карписом экспериментальные исследования эффективности теплообмена, происходящего в типовых камерах орошения, оборудованных центробежными тангенциальными форсунками с диаметром выходных отверстий от 3 до 5,5 мм [Л. 17], позволили ему предложить метод их расчета.

В качестве коэффициента эффективности камер орошения ранее принимали отношение разностей теплосодержаний (или влагосодержаний, или приблизительно температур) воздуха в реальной камере к разности теплосодержаний (или влагосодержаний, или температур) в идеальной камере.

Е. Е. Карпис считает идеальной такую камеру, в которой конечное теплосодержание воздуха равно теплосодержанию насыщенного воздуха при конечной температуре воды (т. е. в идеальной камере конечная температура воздуха по мокрому термометру равна конечной температуре воды).

В процессе исследований за основу была принята следующая функциональная зависимость коэффициента эффективности теплообмена:

$$E = f[(v\gamma)\mu, n, d_0], \quad (\text{VI-5})$$

где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в оросительной камере, $\text{кг/м}^2 \times \text{сек}$;

μ — коэффициент орошения, кг/кг сух. возд ;

n — плотность расположения форсунок, шт/м^2 в одном ряду;

d_0 — диаметр выходного отверстия форсунки, мм .

Для процессов охлаждения и осушения, охлаждения без изменения влагосодержания, а также и охлаждения при одновременном увлажнении воздуха предложена следующая зависимость для определения коэффициента эффективности:

$$E_o = 1 - \frac{t_{\text{МК}} - t_{\text{ВК}}}{t_{\text{МЧ}} - t_{\text{ВН}}}, \quad (\text{VI-6})$$

для адиабатических процессов.

$$E_a = 1 - \frac{t_{\text{СК}} - t_{\text{МК}}}{t_{\text{СН}} - t_{\text{МН}}}. \quad (\text{VI-7})$$

Для процессов охлаждения и увлажнения с повышением теплоемкости, изотермического увлажнения и нагревания воздуха с одновременным его увлажнением эта зависимость имеет вид:

$$E_n = 1 - \frac{t_{\text{ВК}} - t_{\text{МК}}}{t_{\text{ВН}} - t_{\text{МН}}}, \quad (\text{VI-8})$$

где $t_{\text{СН}}$ и $t_{\text{СК}}$ — начальная и конечная температуры воздуха по сухому термометру;

$t_{\text{МН}}$ и $t_{\text{МК}}$ — начальная и конечная температуры воздуха по мокрому термометру;

$t_{\text{ВН}}$ и $t_{\text{ВК}}$ — начальная и конечная температура воды.

Производительность центробежных тангенциальных форсунок определяется эмпирической формулой

$$q = 38,5P^{0,478}d_0^{1,38} \text{ кг/ч}, \quad (\text{VI-9})$$

где P — давление воды перед форсункой, ати .

В табл. 21 приведены значения коэффициентов эффективности теплообмена для типовых форсуночных камер.

В состав серийно изготавливаемых типовых секций центральных кондиционеров (разработанных НИИСТОм) входят двухрядные и трехрядные оросительные камеры производительностью от 10 000 до 120 000 $\text{м}^3/\text{ч}$, оборудованные центробежными тангенциальными форсунками с диаметром выходных отверстий от 3 до 5 мм .

В двухрядных камерах форсунки первого ряда распыляют воду навстречу потоку воздуха, а второго — попутно ему.

Таблица 21

Значения коэффициентов эффективности теплообмена для типовых форсуночных камер при их номинальной производительности по воздуху

| Коэффициент эффективности теплообмена | Число действующих рядов форсунок | Диаметр выходного отверстия форсунок d_0 , мм | Величина коэффициентов эффективности теплообмена при значении коэффициента орошения μ | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|----------------------------------|---|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------------|
| | | | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,6 и более |
| E_0 | 1 | 5 | — | — | — | — | 0,53 | 0,57 | 0,6 | 0,63 | 0,66 | — | — | — | — | — | — |
| | 2 и 3 | 5 | — | — | — | — | — | — | 0,69 | 0,7 | 0,72 | 0,74 | 0,75 | 0,76 | 0,78 | 0,79 | 0,8 |
| E_a | 1 | 3,5 | 0,5 | 0,59 | 0,65 | 0,71 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| | 1 | 5 | — | — | 0,58 | 0,63 | 0,68 | 0,72 | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| E_H | 2 и 3 | 3,5 | — | — | — | 0,71 | 0,76 | 0,8 | 0,82 | 0,86 | 0,89 | — | — | — | — | — | — |
| | 2 и 3 | 5 | — | — | — | — | — | — | 0,75 | 0,77 | 0,79 | 0,82 | 0,84 | 0,85 | — | — | — |
| E_H | 1 | 5 | — | — | — | 0,68 | 0,68 | 0,69 | 0,69 | 0,69 | 0,7 | 0,7 | 0,7 | — | — | — | — |
| | 2 и 3 | 3,5 | 0,74 | 0,76 | 0,77 | 0,78 | 0,8 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| E_H | 2 и 3 | 5 | — | — | — | — | — | — | 0,8 | 0,82 | 0,82 | 0,83 | 0,84 | 0,84 | 0,85 | — | — |

Таблица 22

| Индексы камеры | Номинальная производительность по воздуху, $\text{м}^3/\text{ч}$ | Размеры сечения для прохода воздуха НХВ, мм | Площадь поперечного сечения, м^2 | Номинальная скорость воздуха в поперечном сечении, $\text{м}/\text{сек}$ | Общее число форсунок при плотности, $\text{шт}/\text{м}^2$ в ряду | | Сопротивление проходу воздуха, $\text{кг}/\text{м}^2$ |
|---|--|---|---|--|---|-----|---|
| | | | | | 18 | 24 | |
| <i>Двухрядные, $l=1800$ мм</i> | | | | | | | |
| Кд1002В | 10 000 | 1300×776 | 1 | 2,78 | 36 | 48 | 12,2 |
| Кд2002В | 20 000 | 1300×1536 | 2 | 2,78 | 72 | 96 | 12,1 |
| Кд4002В | 40 000 | 1800×2046 | 3,7 | 3 | 128 | 176 | 14 |
| Кд6002А | 60 000 | 2577×2577 | 6,64 | 2,5 | 240 | 320 | 10 |
| Кд8002 | 80 000 | 2577×3077 | 7,9 | 2,8 | 288 | 384 | 12,4 |
| Кд12002 | 120 000 | 3952×3077 | 12,1 | 2,76 | 432 | 624 | 12,3 |
| <i>Трехрядные, $l=2425$ мм</i> | | | | | | | |
| Кд1003В | 10 000 | 1300×776 | 1 | 2,78 | 54 | 72 | 17 |
| Кд2003В | 20 000 | 1300×1536 | 2 | 2,78 | 108 | 144 | 17 |
| Кд4003В | 40 000 | 1800×2046 | 3,7 | 3 | 192 | 264 | 17,1 |
| Кд6003А | 60 000 | 2577×2577 | 6,64 | 2,5 | 360 | 480 | 13,7 |
| Кд8003 | 80 000 | 2577×3077 | 7,9 | 2,8 | 432 | 576 | 17 |
| Кд12003 | 120 000 | 3952×3077 | 12,1 | 2,76 | 648 | 936 | 16,9 |

В трехрядных камерах форсунки первого ряда имеют направленные факелы воды, попутные потоку воздуха, а второго и третьего — встречное.

Плотность расположения форсунок в камере принята 18 и 24 шт/м² в одном ряду.

Входные сепараторы камер приняты трехлопастные, выходные — шестилопастные.

В табл. 22 приведены конструктивные характеристики типовых форсуночных камер.

Для процессов охлаждения и осушения, охлаждения и увлажнения, увлажнения с повышением теплосодержания и увлажнения с одновременным повышением температуры воздуха с помощью коэффициентов эффективности теплообмена можно делать расчеты, при которых искомыми величинами являются количество орошающей воды и ее начальная и конечная температуры.

Для процессов охлаждения без изменения влагосодержания, адиабатических и процессов изотермического увлажнения с помощью коэффициентов эффективности можно найти параметры воздуха после дождевого пространства при заданных начальных параметрах воды и воздуха и их количествах.

Пример. Воздух в количестве 19 000 кг/ч с начальными параметрами: $I_n = 15,4$ ккал/кг сух. возд.; $\varphi_n = 50\%$; $d_n = 13,6$ г/кг сух. возд.; $t_{сн} = 30^\circ$; $t_{мн} = 22^\circ$ необходимо охладить и осушить в форсуночной камере до состояния: $I_k = 9,15$ ккал/кг сух. возд.; $\varphi_k = 95\%$; $d_k = 9,75$ г/кг сух. возд.; $t_{ск} = 14^\circ$; $t_{мк} = 13,5^\circ$.

Для охлаждения воздуха используется холодная вода с температурой $t_x = 5^\circ$. Требуется определить количество разбрызгиваемой воды, ее начальную и конечную температуры и подобрать тип форсуночной камеры.

Решение. Заданной производительности отвечают двухрядная камера типа Кд2002В (см. табл. 22) и трехрядная типа Кд2003В. Окончательный выбор камеры и плотность расположения форсунок будут определены дальнейшим сравнительным расчетом.

Принимая к установке центробежные тангенциальные форсунки с диаметром выходного отверстия $d_o = 5$ мм, находим производительность одной форсунки при давлении воды перед ней 1,1 ати:

$$q = 38,5 \cdot 1,1^{0,478} \cdot 5^{1,38} = 370 \text{ кг/ч.}$$

Количество тепла, отводимого от воздуха в камере, равно:

$$Q = 19\,000 (15,4 - 9,15) = 118\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Находим количество распыляемой воды, ее температурный перепад, коэффициенты орошения и коэффициенты эффективности для двухрядной и трехрядной камер с плотностью расположения форсунок 18 и 24.

Результаты расчета приведены ниже, в табл. 23. Решив выражение VI-6 относительно $t_{вн}$, получим:

$$t_{вн} = t_{мн} - \frac{t_{мк} - t_{вк}}{1 - E_o}.$$

Так как $t_{вк} = t_{вн} + \Delta t$, то

$$t_{вн} = \frac{t_{мк} - t_{мн}(1 - E_o) - \Delta t}{E_o}.$$

| Наименование | Двухрядная камера | | Трехрядная камера | |
|---|---|--|--|---|
| | при $n=18$ | при $n=24$ | при $n=18$ | при $n=24$ |
| Расход воды W | $72 \times 370 =$ $= 26\ 600$ | $96 \times 370 =$ $= 35\ 500$ | $108 \times 370 =$ $= 40\ 000$ | $144 \times 370 =$ $= 53\ 000$ |
| Коэффициент орошения μ | $\frac{26\ 600}{19\ 000} = 1,40$ | $\frac{35\ 500}{19\ 000} = 1,87$ | $\frac{40\ 000}{19\ 000} = 2,1$ | $\frac{53\ 000}{19\ 000} = 2,8$ |
| Коэффициент эффективности E_o (находится по табл. 21) | 0,78 | 0,8 | 0,8 | 0,8 |
| Температурный перепад орошающей воды $\Delta t_{\text{с}}$. . . | $\frac{118\ 000}{26\ 600} =$ $= 4,4^\circ$ | $\frac{118\ 000}{35\ 500} =$ $= 3,33^\circ$ | $\frac{118\ 000}{40\ 000} =$ $= 2,86^\circ$ | $\frac{118\ 000}{53\ 000} =$ $= 2,2^\circ$ |

Пользуясь полученным выражением, находим начальную температуру воды: для двухрядной камеры при $n=18$:

$$t_{\text{вн}} = \frac{13,5 - 22(1 - 0,78) - 4,4}{0,78} = 5,6^\circ;$$

для двухрядной камеры при $n=24$:

$$t_{\text{вн}} = \frac{13,5 - 22(1 - 0,8) - 3,33}{0,8} = 7,2^\circ;$$

для трехрядной камеры при $n=18$:

$$t_{\text{вн}} = \frac{13,5 - 22(1 - 0,8) - 2,86}{0,8} = 7,8^\circ;$$

для трехрядной камеры при $n=24$:

$$t_{\text{вн}} = \frac{13,5 - 22(1 - 0,8) - 2,2}{0,8} = 8,6^\circ.$$

Соответствующие значения конечных температур воды будут равны:

для двухрядной камеры при $n=18$ $t_{\text{вк}} = 5,6 + 4,4 = 10^\circ$;
 » » » » » $n=24$ $t_{\text{вк}} = 7,2 + 3,33 = 10,53^\circ$;
 для трехрядной камеры при $n=18$ $t_{\text{вк}} = 7,8 + 2,86 = 10,66^\circ$;
 » » » » » $n=24$ $t_{\text{вк}} = 8,6 + 2,2 = 10,8^\circ$.

Количество холодной воды при температуре $t_x = 5^\circ$, подводимое к смесительному клапану, равно:

для двухрядной камеры при $n=18$

$$W_x = \frac{118\ 000}{10 - 5} = 23\ 600 \text{ кг/ч};$$

для двухрядной камеры при $n=24$

$$W_x = \frac{118\,000}{10,53 - 5} = 21\,300 \text{ кг/ч};$$

для трехрядной камеры при $n=18$

$$W_x = \frac{118\,000}{10,65 - 5} = 20\,800 \text{ кг/ч};$$

для трехрядной камеры при $n=24$

$$W_x = \frac{118\,000}{10,8 - 5} = 20\,300 \text{ кг/ч}.$$

Из анализа полученных результатов расчета видно, что двухрядная камера с плотностью расположения форсунок $n=24$ имеет меньшую длину и требует меньшего количества разбрызгиваемой воды по сравнению с трехрядной камерой (как при $n=18$, так и при $n=24$).

Двухрядная камера при $n=18$ не может быть рекомендована, так как она обладает более низким значением коэффициента эффективности.

Пример. Воздух в количестве $L=19\,000$ кг/ч с начальными параметрами $I_n=9$ ккал/кг сух. возд; $d_n=7$ г/кг сух. возд; $\varphi_n=47\%$; $t_{сн}=20^\circ$; $t_{мн}=13,2^\circ$ подвергается адиабатическому увлажнению.

Конечное состояние воздуха определяется следующими параметрами: $I_k=9$ ккал/кг сух. возд; $d_k=9,3$ г/кг сух. возд; $\varphi_k=90\%$; $t_{ск}=14,2^\circ$; $t_{мк}=13,2^\circ$.

Требуется подобрать камеру, число рядов форсунок, диаметр выходного отверстия и давление воды перед форсунками.

Решение. С помощью выражения (VI-7) определяем значение коэффициента эффективности теплообмена:

$$E_a = 1 - \frac{14,2 - 13,2}{20 - 13,2} = 0,85.$$

По табл. 21 находим, что этому значению E_a соответствуют двух- и трехрядная камеры, оборудованные форсунками с диаметром выходного отверстия 3,5 мм. При этом коэффициент орошения $\mu=0,90$.

Производительность одной форсунки и необходимое давление воды для различных вариантов форсуночных камер приведены в табл. 24.

Таблица 24

| Наименование величин | Двухрядная камера КД2002В | | Трехрядная камера КД2003В | |
|--|------------------------------|----------------------|------------------------------|----------------------|
| | $n=18$ | $n=24$ | $n=18$ | $n=24$ |
| Производительность одной форсунки q , л/ч | $19\,000 \cdot 0,90$ | $19\,000 \cdot 0,90$ | $19\,000 \cdot 0,90$ | $19\,000 \cdot 0,90$ |
| | 72 =237 | 96 =178 | 108 =158 | 144 =119 |
| Необходимое давление воды перед форсункой (определяется на основании формулы (VI-9) P , атм) | 1,0 | 0,7 | 0,5 | — |

Принимаем двухрядную камеру с плотностью расположения форсунок $n=18$. Этот выбор основан на том, что при давлении воды перед форсунками меньше 1 *ати* наблюдается снижение коэффициента эффективности теплообмена.

Ниже рассмотрен пример расчета изотермического увлажнения воздуха в форсуночной камере.

Пример. Подобрать камеру орошения и определить количество и температуру распыляемой воды, необходимые для осуществления процесса изотермического увлажнения воздуха в количестве 48 000 *кг/ч*.

Начальные параметры воздуха: $t_{c1}=14^\circ$; $\varphi_1=10\%$; $I_1=4$ *ккал/кг сух. возд*; $d_1=1$ *г/кг сух. возд*; $t_{m1}=3,8^\circ$.

Конечные (требуемые) параметры воздуха: $t_{c2}=14^\circ$; $\varphi_2=95\%$; $I_2=9,2$ *ккал/кг сух. возд*; $d_2=9,6$ *г/кг сух. возд*; $t_{m2}=13,5^\circ$.

Решение. 1. Принимаем камеру с номинальной производительностью 40 000 *м³/ч*. Учитывая высокие значения коэффициента эффективности E_n , произведем расчет для однорядной и двухрядной камер.

2. Задаемся давлением воды перед форсунками $P=1,5$ *ати*. Тогда производительности одной форсунки с диаметром выходного отверстия 3,5 и 5 *мм* будут равны соответственно 260 и 435 *кг/ч* (см. формулу VI-9).

3. Количество распыляемой воды в однорядной камере с плотностью расположения форсунок 18 *шт/м²* в ряд составит:
для форсунок с выходным отверстием 3,5 *мм*

$$W = \frac{128}{2} \cdot 260 = 16\,600 \text{ кг/ч};$$

для форсунок с выходным отверстием 5 *мм*

$$W = \frac{128}{2} \cdot 435 = 27\,800 \text{ кг/ч}.$$

Количество распыляемой воды в двухрядной камере с той же плотностью расположения форсунок составит:

для форсунок с диаметром выходного отверстия 3,5 *мм*

$$W = 128 \cdot 260 = 33\,200 \text{ кг/ч};$$

для форсунок с диаметром выходного отверстия 5 *мм*

$$W = 128 \cdot 435 = 55\,600 \text{ кг/ч}.$$

4. Значения коэффициентов орошения при этом будут равны:

для однорядной камеры при диаметре выходного отверстия форсунок 3,5 *мм*

$$\mu = \frac{16\,600}{48\,000} = 0,35;$$

при диаметре выходного отверстия 5 *мм*

$$\mu = \frac{27\,800}{48\,000} = 0,58;$$

для двухрядной камеры будем иметь: при диаметре выходного отверстия 3,5 *мм* $\mu=0,7$, а при диаметре его 5 *мм* $\mu=1,16$.

5. Согласно табл. 21, значения коэффициентов эффективности будут равны:

для однорядной камеры при диаметре выходного отверстия 3,5 и 5 *мм* $E_n=0,68$;

для двухрядной камеры при диаметре выходного отверстия форсунок 3,5 *мм* $E_n=0,8$, а при диаметре 5 *мм* $E_n=0,835$.

Выбираем вариант, при котором E_n имеет наибольшее значение, т. е. принимаем двухрядную камеру с плотностью расположения форсунок 18 шт/м^2 в ряд и диаметром выходного отверстия их 5 мм .

6. Из уравнения теплового баланса (VI-3) находим:

$$t_{\text{вк}} = t_{\text{вн}} - \frac{I_2 - I_1}{\mu} = t_{\text{вн}} - \frac{9,2 - 4}{1,16} = t_{\text{вн}} - 4,5.$$

7. Подставив значения E_n и $t_{\text{вк}}$ в формулу VI-8, решенную относительно $t_{\text{вн}}$, получим:

$$t_{\text{вн}} = 4 - \frac{13,5 - t_{\text{вн}} + 4,5}{1 - 0,835},$$

откуда

$$t_{\text{вн}} = 21^\circ. \text{ Тогда } t_{\text{вк}} = 21 - 4,5 = 16,5^\circ.$$

В заключение следует указать, что изложенный метод расчета относится только к типовым форсуночным кондиционерам, разработанным НИИСТ (см. табл. 22).

§ 3. МЕТОД РАСЧЕТА ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР ПО ОТНОСИТЕЛЬНЫМ ИЗМЕНЕНИЯМ ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЯ И ТЕМПЕРАТУР ОБРАБАТЫВАЕМОГО ВОЗДУХА

Сущность этого метода, предложенного Л. М. Зусмановичем [Л. 11, 12, 13, 14, 15, 21], заключается в использовании безразмерных зависимостей, полученных из решений дифференциальных уравнений полного и явного теплообмена, характеризующих изменение энтальпий и температуры воздушнопаровой смеси в процессе тепло- и массообмена при непосредственном контакте воздуха с водой.

Безразмерные зависимости для определения относительных изменений энтальпий $\Delta \bar{I}$ и температуры $\Delta \bar{T}_c$ были получены на основе решения дифференциальных уравнений полного теплообмена

$$dQ_n = [\alpha(t_c - t_v) + r\beta'(p_n - p'_n)] dF^* \quad (\text{VI-10})$$

и явного теплообмена

$$dQ_y = \alpha(t_c - t_v) dF, \quad (\text{VI-11})$$

где α — коэффициент явного теплообмена;
 β' — коэффициент массообмена;
 t_c — температура воздуха по сухому термометру;
 t_v — температура воды;
 p_n — парциальное давление водяных паров в воздухе;
 p'_n — парциальное давление водяных паров на поверхности воды;
 F — поверхность тепло- и влагообмена.

* При противоположном направлении потоков тепла или влаги общий вид выражений (VI-10) и (VI-11) сохраняется, но знаки у отдельных слагаемых изменяются.

Эти дифференциальные уравнения автором метода были представлены в безразмерном виде на основе следующих предпосылок.

1. Разность температур $t_c - t_B$ (в выражении VI-10) при совместном протекании процессов теплообмена и влагообмена представлена в виде:

$$t_c - t_B = (t_c - t_p) + (t_p - t_B), \quad (\text{VI-12})$$

где t_p — температура точки росы.

Результаты экспериментальных исследований показали, что если величина $t_c - t_B$ увеличивается за счет понижения температуры орошающей воды, т. е. возрастает за счет увеличения $t_p - t_B$ при постоянной гигрометрической разности температур $t_c - t_p$, то количество сконденсировавшейся влаги Δd возрастает. Если величина $t_c - t_B$ увеличивается за счет повышения температуры обрабатываемого воздуха, т. е. возрастает величина $t_c - t_p$ при постоянном значении $t_p - t_B$, то количество сконденсировавшейся влаги Δd уменьшается. Таким образом, величина $\Delta d = f(t_c - t_B)$ зависит не только от изменений разности потенциалов теплообмена, но и от того, за счет какого фактора происходят ее изменения.

2. Разность потенциалов влагообмена ($p_{II} - p_{II}'$) в выражении VI-10 автором метода представлена в виде:

$$p_{II} - p_{II}' = a (t_p - t_{вн}), \quad (\text{VI-13})$$

где a — коэффициент пропорциональности;

$t_{вн}$ — начальная температура воды.

Отсюда

$$a = \frac{p_{II} - p_{II}'}{t_p - t_{вн}} \text{ [мм рт. ст./град.]}. \quad (\text{VI-14})$$

3. Суммарную поверхность капелек разбрызгиваемой воды, вступающих в контакт с воздухом, автор этого метода принимает пропорциональной ее расходу W :

$$F \cong lW_l [\text{м}^2], \quad (\text{VI-15})$$

где l — коэффициент пропорциональности, зависящий от среднего диаметра капель, $\text{м}^2/\text{кг}$.

При изменении давления воды перед форсунками P_0 поверхность контакта F будет изменяться как вследствие изменения расхода воды W , так и в результате изменения коэффициента l . Однако из-за взаимного перекрытия факелов воды и соударения капель дисперсный состав капель выравнивается и коэффициент l в зависимости от давления воды (в пределах от 1 до 2,5 *ати*) изменяется незначительно.

Используя эти предпосылки, Л. М. Зусманович [Л. 15] получил безразмерные зависимости относительных теплосодержаний и температур:

$$\Delta \bar{I} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_p} = \Phi \left\{ \left[1 + \frac{t_p - t_{вн}}{t_{c1} - t_p} \left(1 + \frac{r\beta_p}{a} a \right) \right], \frac{H_W}{v\gamma} \cdot K \right\}; \quad (\text{VI-16})$$

$$\Delta \bar{T}_c = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_p} = \varphi \left[\left(1 + \frac{t_p - t_{вн}}{t_{c1} - t_p} \right), \frac{H_W}{v\gamma} \cdot K \right], \quad (\text{VI-17})$$

где $\Delta \bar{I}$ — относительное изменение теплосодержания обрабатываемого воздуха;

$\Delta \bar{T}_c$ — относительное изменение температур обрабатываемого воздуха;

I_1 и I_2 — начальное и конечное теплосодержание воздуха;

t_{c1} и t_{c2} — начальная и конечная температура воздуха по сухому термометру;

t_p — температура точки росы при начальном состоянии воздуха;

I_p — теплосодержание воздуха при температуре точки росы, соответствующей начальному его состоянию;

$t_{вн}$ — начальная температура воды;

r — скрытая теплота парообразования;

$H_W = \frac{W}{F_K}$ — плотность орошения (высота дождя);

$v\gamma$ — весовая скорость воздуха в форсуночной камере;

K — безразмерный множитель, зависящий от конструктивных характеристик форсуночных камер.

Выражение VI-16 характеризует полный теплообмен в форсуночной камере, а выражение VI-17 — явный.

Введем обозначение

$$M_1 = \frac{t_p - t_{вн}}{t_{c1} - t_p} \quad (\text{VI-18})$$

и в дальнейшем будем называть эту величину температурным критерием. Этот критерий учитывает влияние начальных параметров воздуха t_{c1} и t_p и начальной температуры воды $t_{вн}$ на процесс тепло- и влагообмена.

Обозначим также

$$R = 1 + \frac{r\beta_p}{a} a. \quad (\text{VI-19})$$

Приняв $r = 585$ ккал/кг и $a : \beta_p = 0,34$ ккал · ат/кг · град при размерности a в мм рт. ст./град, получим:

$$R = 1 + \frac{0,00136 \cdot 585}{0,34} a = 1 + 2,34 a. \quad (\text{VI-20})$$

На рис. 78 показана номограмма, построенная по формуле VI-20, для определения критерия R .

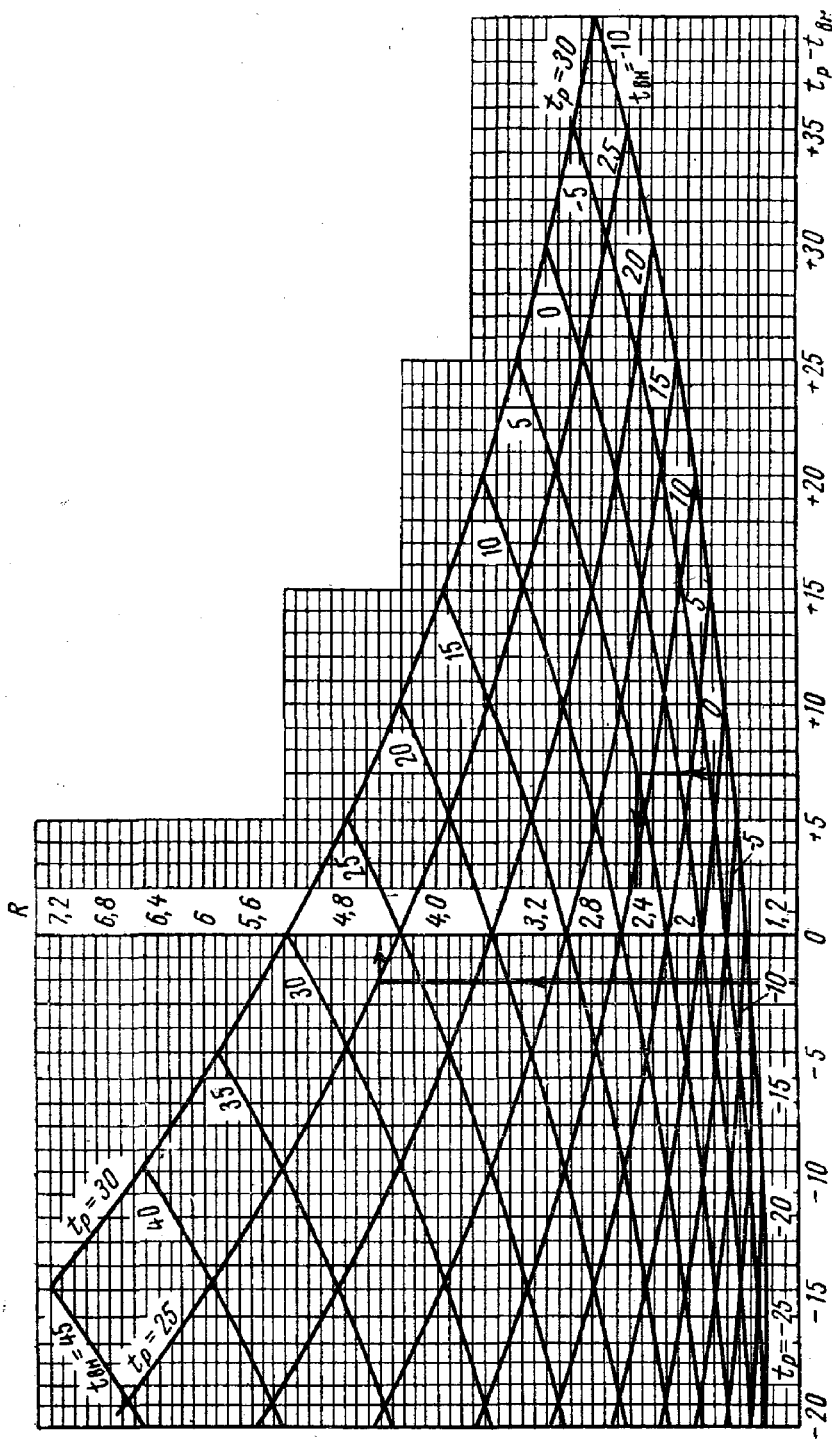


Рис. 78. Номограмма для определения критерия R .

$R = 1 + \frac{t_a^3 p}{\alpha} = 1 + 2,34 \frac{a}{\alpha}$; $a = \frac{p_{пн} - p_{вн}}{t_p - t_{вн}}$, $p_{пн}$ и $p_{вн}$ — парциальные давления водяных паров в состоянии насыщения соответ-
 ственно при t_p и $t_{вн}$; t_p — температура точки росы, град; $t_{вн}$ — температура (поверхности) распыляемой воды, град.

Отношение $H_W : \nu \gamma$ является коэффициентом орошения μ , учитывающим в некоторой степени гидродинамические условия процесса. С учетом принятых обозначений выражения VI-16 и VI-17 можно написать в следующем виде:

$$\Delta \bar{I} = \Phi [(1 + M_1 R); \mu K]; \quad (\text{VI-21})$$

$$\Delta \bar{T}_c = \varphi [(1 + M_1); \mu K]. \quad (\text{VI-22})$$

Таким образом, тепло- и массообмен, происходящий в форсуночной камере, характеризуется, с одной стороны, температурными

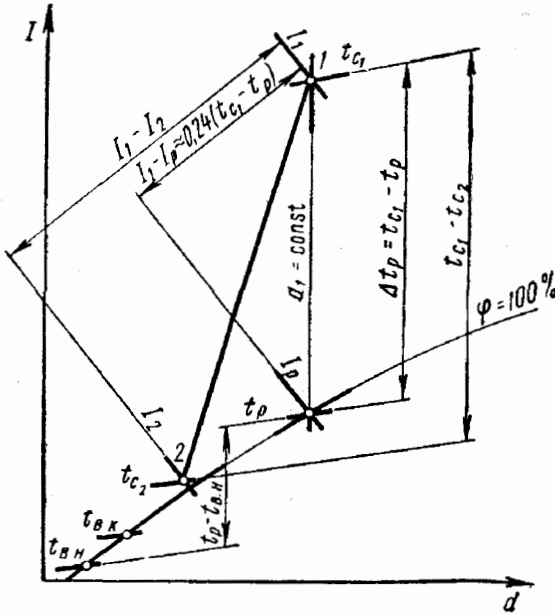


Рис. 79. Графическая интерпретация расчетных зависимостей Δt_p , $\Delta \bar{I}$, $\Delta \bar{T}_c$ и M_1 на $I-d$ -диаграмме:

$$\Delta t_p = t_{c1} - t_p \text{ — гигрометрическая разность температур;}$$

$$\Delta \bar{I} = \frac{I_1 - I_2}{I_1 - I_p} = \frac{I_1 - I_2}{0,24 \Delta t_p} \text{ — относительное изменение теплосодержаний;}$$

$$\Delta \bar{T}_c = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_p} \text{ — относительное изменение температуры;}$$

$$M_1 = \frac{t_p - t_{вн}}{t_{c1} - t_p} \text{ — температурный критерий}$$

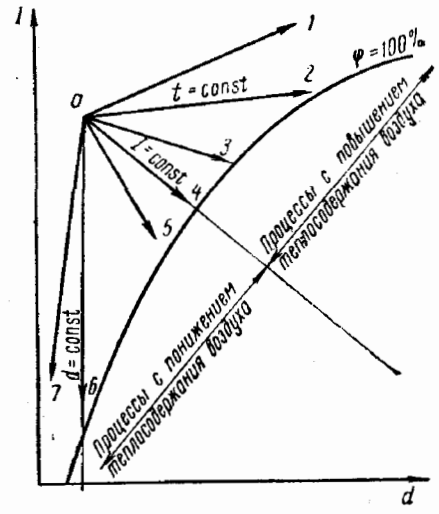


Рис. 80. Изображение на $I-d$ -диаграмме основных процессов при непосредственном контакте воздуха с водой:

- a-1 — нагревание и увлажнение;
- a-2 — изотермическое увлажнение;
- a-3 — охлаждение и увлажнение с повышением теплосодержания;
- a-4 — адиабатическое увлажнение;
- a-5 — охлаждение и увлажнение с понижением теплосодержания;
- a-6 — охлаждение без изменения влагосодержания (сухое охлаждение);
- a-7 — охлаждение и осушение воздуха

условиями (произведением критериев $M_1 R$), а с другой стороны — коэффициентом орошения μ .

Температурный критерий M_1 представляет отношение разности температур $(t_p - t_{вн})$ к гигрометрической разности температур воздуха $(t_{c1} - t_p)$.

В зависимости от абсолютных значений t_p , $t_{вн}$ и t_{c1} при $M_1 = \text{const}$ может наблюдаться различная интенсивность потока влаги. Крите-

рий R , зависящий от коэффициента a , учитывает действительную величину разностей потенциалов влагообмена ($p_{\text{II}} - p_{\text{II}}'$).

На рис. 79 дана графическая интерпретация рассмотренных зависимостей применительно к процессам охлаждения и осушения воздуха.

В результате обработки экспериментальных данных Л. М. Зусмановичем установлен степенной вид этих функций:

$$\Delta \bar{T} = A (1 + M_1 R) R^{-k} \mu^m; \quad (\text{VI-23})$$

$$\Delta \bar{T}_c = C (1 + M_1) \mu^n. \quad (\text{VI-24})$$

Численные значения коэффициентов A и C , а также показателей степени k , m , n установлены на основании результатов обработки экспериментальных данных. Вид этих уравнений сохраняется для расчета форсуночных камер различных поперечных сечений и конструктивных исполнений.

Практически выражения VI-23 и VI-24 можно использовать для расчета семи основных процессов изменения состояния воздуха при обработке его в форсуночной камере, графически изображенных на рис. 80.

На рис. 81 представлены результаты обработки экспериментальных данных многих авторов в координатах $M_1 R$ (ось абсцисс) и $\Delta \bar{T}^{0,3} : \mu^{0,53}$ (ось ординат).

Уравнение для определения величины $\Delta \bar{T}$ в процессах, сопровождающихся понижением теплосодержания воздуха (охлаждение и осушение, сухое охлаждение и увлажнение с понижением теплосодержания), имеет вид:

$$\Delta \bar{T} = 0,67 (1 + M_1 R) R^{-0,3} \mu^{0,53}. \quad (\text{VI-25})$$

Аналогичное уравнение полного теплообмена для расчета процессов, сопровождающихся повышением теплосодержания воздуха (нагревание, изотермическое увлажнение и охлаждение с повышением теплосодержания), получено в следующем виде:

$$\Delta \bar{T} = 0,54 (1 + M_1 R) R^{-0,3} \mu^{0,53}. \quad (\text{VI-26})$$

Уравнение для расчета процессов явного теплообмена при понижении теплосодержания воздуха имеет вид:

$$\Delta \bar{T}_c = (0,73 + 0,49 M_1) \mu^{0,35}. \quad (\text{VI-27})$$

Для процессов обработки воздуха, сопровождающихся повышением его теплосодержания, аналогичной формулы пока не получено; однако с известным приближением можно считать, что процесс завершается при конечном значении относительной влажности 93—97% при I_2 , вычисленном по формуле VI-26.

Выражения VI-25 и VI-26 отличаются только величиной коэффициента. Эти уравнения можно применять для расчета форсуноч-

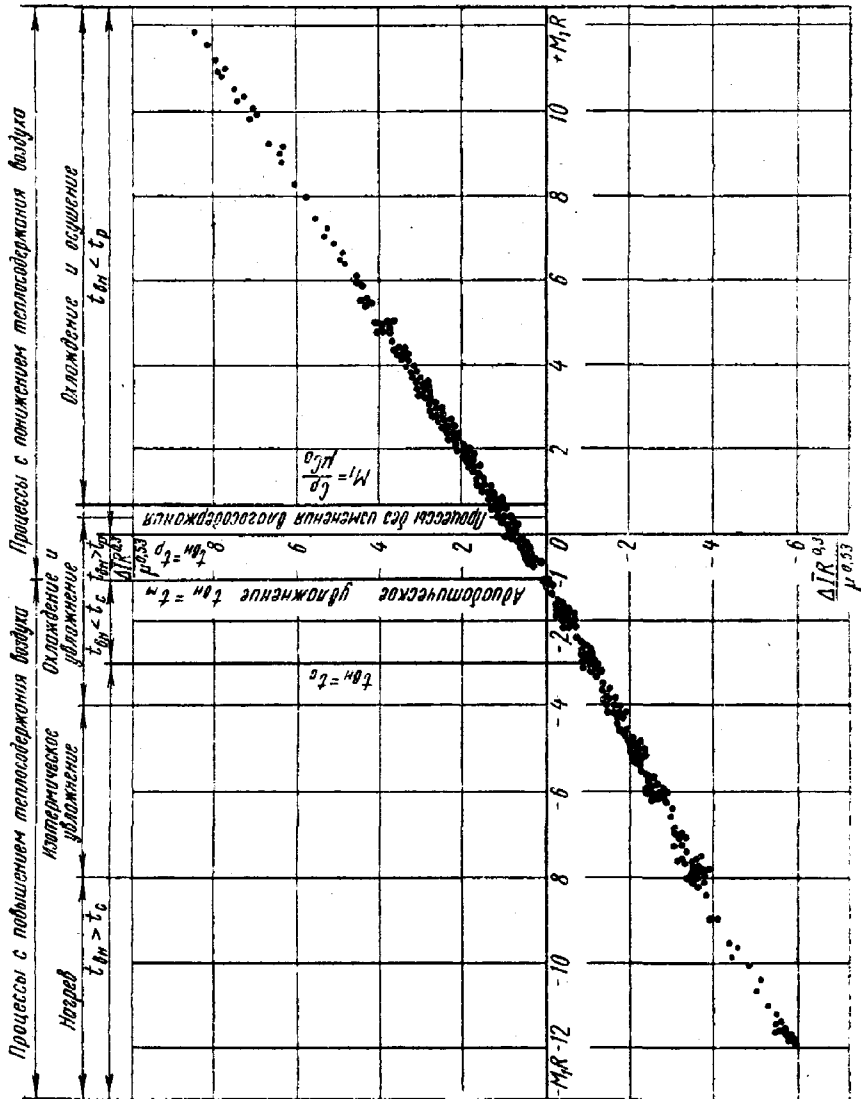


Рис. 81. Обобщение экспериментальных данных по процессам тепло- и массообмена при непосредственном контакте воздуха с водой в оросительных камерах ($d_0 = 4,5 \div 5$ мм; $z = 2 \div 3$; $n = 13 \div 18$ шт./м² ряд; $\rho_0 = 1 \div 2,5$ атм; $\mu = 0,8 \div 2,0$; $\nu \nu = 1,6 \div 2,8$ кг/м²·сек; $\Delta t_p = 3 \div 35^\circ$ C). Границы режимов показаны для определенных t_c и t_m

ных камер с различными поперечными сечениями, с центробежными форсунками, имеющими диаметр выходного отверстия 4,5—5 мм, при плотности их расположения $13 \div 18$ шт/м² в ряд. Диапазон изменения температурных условий действителен в пределах: $t_{\text{вн}} = 2 \div 45^\circ$; $t_p = 5 - 25^\circ$; $\Delta t_p = 0 - 35^\circ$ при коэффициенте орошения $\mu = 0,8 - 2,2$. Выражения VI-25 и VI-26 справедливы для расчета процессов изменения состояния воздуха, имеющего различные начальные параметры, в том числе для воздуха при полном насыщении.

Анализ опытных данных показал, что при $M_1 R = \text{const}$ величина ΔI не является функцией $t_c - t_p$.

Подставим в уравнение VI-25 $I_1 - I_p = c_p(t_{c1} - t_p)$ и решим его относительно величины $\Delta I = I_1 - I_2$.

В результате получим:

$$\Delta I = I_1 - I_2 = 0,67c_p(t_{c1} - t_p)R^{-0,3}\mu^{0,53} + 0,67c_p(t_p - t_{\text{вн}})R^{0,7}\mu^{0,53}. \quad (\text{VI-28})$$

Это уравнение показывает, что перепад теплосодержаний ΔI охлаждаемого воздуха складывается из двух составляющих, из которых первая определяется начальной гигрометрической разностью температур воздуха $t_c - t_p$, а вторая определяется величиной температурного аналога разности потенциалов влагообмена $t_p - t_{\text{вн}}$. Чем меньше значение $t_c - t_p$, т. е. чем больше величина начальной относительной влажности воздуха, тем меньше доля первой составляющей. При значении $t_c - t_p = 0$ первая составляющая обращается в нуль.

Расчетная формула для охлаждения насыщенного воздуха (при $\phi = 100\%$) непосредственно вытекает из выражения VI-28, полученного экспериментальным путем для ненасыщенного воздуха:

$$\Delta I = 0,67c_p(t_p - t_{\text{вн}})R^{0,7}\mu^{0,53}. \quad (\text{VI-29})$$

Экспериментальные исследования охлаждения и осушения воздуха при $\phi = 100\%$ показали, что величина ΔI для этих условий выражается формулой

$$\Delta I = 0,157(t_p - t_{\text{вн}})R^{0,7}\mu^{0,53}. \quad (\text{VI-30})$$

Результаты, получаемые по этой формуле, отличаются от результатов, вычисленных по формуле VI-29, на $3 \div 4\%$.

Анализ опытных данных, приведенных на рис. 81, показывает, что при $\Delta I = 0$ (величина $\Delta \bar{I} R^{0,3} : \mu^{0,53} = 0$) произведение критериев $M_1 R = -1$. Это же следствие вытекает из уравнений VI-25 и VI-26, которые показывают, что при адиабатических процессах увлажнения воздуха, для которых $\Delta \bar{I} = 0$ и $\Delta I = 0$, величина $M_1 R = -1$. Это является граничным условием между процессами, сопровождающимися повышением или понижением теплосодержания обрабатываемого воздуха.

При адиабатических процессах, когда $t_{\text{в}} = t_{\text{м}}$ и $p_{\text{п}}' = p_{\text{м}}$, справедливо уравнение

$$dQ_{\text{я}} = dQ_{\text{с}}, \quad (\text{VI-31})$$

где $Q_{\text{с}}$ — скрытое тепло.

Количество обмененного явного и скрытого тепла можно выразить в следующем виде:

$$dQ_{\text{я}} = \alpha (t_{\text{с1}} - t_{\text{в}}) dF = \alpha (t_{\text{с1}} - t_{\text{м}}) dF; \quad (\text{VI-32})$$

$$dQ_{\text{с}} = r\beta' (p_{\text{п}}' - p_{\text{п}}) dF = r\beta' (p_{\text{м}} - p_{\text{п}}) dF, \quad (\text{VI-33})$$

где $p_{\text{м}}$ — парциальное давление водяных паров в слое у поверхности воды при температуре воздуха по мокрому термометру $t_{\text{м}}$.

Подставив эти зависимости в выражение VI-31, после соответствующих преобразований получим:

$$t_{\text{с1}} - t_{\text{м}} = \frac{r\beta'}{\alpha} (p_{\text{м}} - p_{\text{п}}). \quad (\text{VI-34})$$

Психрометрическую разность $t_{\text{с}} - t_{\text{м}}$ можно представить в виде гигрометрической разности

$$t_{\text{с1}} - t_{\text{м}} = (t_{\text{с1}} - t_{\text{п}}) + (t_{\text{п}} - t_{\text{м}}). \quad (\text{VI-35})$$

На основании уравнения VI-14 имеем:

$$p_{\text{м}} - p_{\text{п}} = a (t_{\text{м}} - t_{\text{п}}). \quad (\text{VI-36})$$

Подставив уравнения VI-35 и VI-36 в выражение VI-34 и разделив почленно составляющие на разность $t_{\text{с}} - t_{\text{п}}$, получим:

$$1 + \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{м}}}{t_{\text{с1}} - t_{\text{п}}} \left(1 + \frac{r\beta'}{\alpha} a \right) = 0. \quad (\text{VI-37})$$

Поскольку $\frac{t_{\text{п}} - t_{\text{м}}}{t_{\text{с1}} - t_{\text{п}}} = M_1$, а $\left(1 + \frac{r\beta'}{\alpha} a \right) = R$, из выражения VI-37 имеем:

$$M_1 R = -1. \quad (\text{VI-38})$$

Выражение VI-38 приводит к весьма простой формуле, описывающей процесс адиабатического увлажнения:

$$\Delta \bar{T}_{\text{с}} = c_{\mu} R^q. \quad (\text{VI-39})$$

Для двухрядных оросительных камер при $d_0 = 5$ мм расчетное уравнение, полученное на основании обработки экспериментальных данных, имеет вид:

$$\Delta \bar{T}_c = 0,304 \mu^{0,305} \bar{R}^{0,56} \quad (\text{VI-40})$$

Таким образом, можно сформулировать основные условия для различных процессов обработки воздуха в форсуночных камерах:

а) для процессов с понижением теплосодержания воздуха необходимо, чтобы $M_1 R > -1$;

б) для процессов адиабатического увлажнения воздуха должно соблюдаться равенство $M_1 R = -1$;

в) для процессов с повышением теплосодержания воздуха произведение критериев $M_1 R$ должно быть $M_1 R < -1$.

Л. М. Зусмановичем установлены условия, необходимые для проведения перечисленных выше процессов тепло- и массообмена и вместе с тем установлена связь между гидродинамическими и температурными условиями обмена.

1. Для осуществления процессов с понижением теплосодержания воздуха ($M_1 R > -1$) необходимо, чтобы начальная температура распыляемой воды $t_{\text{вн}}$ была ниже температуры мокрого термометра начального состояния воздуха. При этом $t_{\text{вн}}$, как это видно из рис. 81, может быть выше температуры точки росы обрабатываемого воздуха, равна или ниже ее.

Если $t_m > t_{\text{вн}} \geq t_p$ и вследствие этого критерий $M_1 \leq 0$, то независимо от количества разбрызгиваемой воды (коэффициента орошения μ) будет происходить испарение, сопровождающееся охлаждением с понижением теплосодержания и соответствующим увлажнением воздуха (см. на рис. 81 участок прямой между $M_1 R = -1$ и $M_1 R = 0$).

В тех случаях, когда $t_{\text{вн}} < t_p$ и, следовательно, значения $M_1 > 0$ и $M_1 R > 0$, то на основе опытов (см. на рис. 81 участок прямой от $M_1 R = 0$ до $M_1 R = 12$) возможно осуществить любой из трех процессов с понижением теплосодержания воздуха, а именно: увлажнение, охлаждение при постоянном влагосодержании и осушение воздуха. При этом характер процесса изменения состояния воздуха будет определяться величиной коэффициента орошения.

Для процессов, протекающих по линии $d = \text{const}$, теоретическое значение коэффициента орошения μ_T при $t_{\text{вн}} < t_p$ определяется из выражения

$$\mu_T = \frac{c_p}{M_1 c_B}, \quad (\text{VI-41})$$

где c_p — теплоемкость влажного воздуха;

c_B — теплоемкость воды.

Если $t_{\text{вн}} < t_p$, $M_1 > 0$, $M_1 R > 0$ и $\mu > c_p : M_1 c_{\text{в}}$, то при этих условиях будет происходить охлаждение и осушение воздуха.

Когда же $t_{\text{вн}} < t_p$; $M_1 > 0$, $M_1 R > 0$ и $\mu < c_p : M_1 c_{\text{в}}$, то будет происходить охлаждение и увлажнение воздуха, несмотря на то, что $t_{\text{вн}} < t_p$.

Из уравнения VI-41 следует, что при $t_{\text{вн}} = t_p$ и $M_1 = 0$ реальные процессы в форсуночных камерах сопровождаются увлажнением воздуха. Для осуществления процесса охлаждения по линии $d = \text{const}$ при $t_{\text{вн}} = t_p$ коэффициент орошения μ согласно выражению VI-41 равен бесконечности, так как $M_1 = 0$.

2. Для осуществления адиабатических процессов, проходящих при $M_1 R = -1$, необходимо, чтобы температура распыляемой воды равнялась температуре воздуха по мокрому термометру t_m .

3. Для обеспечения политропических процессов, сопровождающихся повышением теплосодержания воздуха ($M_1 R < -1$), необходимо, чтобы начальная температура распыляемой воды была выше температуры мокрого термометра начального состояния воздуха. При этом $t_{\text{вн}}$ может быть ниже начальной температуры воздуха по сухому термометру, равна или выше ее, как это видно из рис. 81 (см. участок прямой от $M_1 R = -1$ до $M_1 R = -12$).

Если $t_{\text{вн}} \leq t_c$ и $M_1 R < -1$ (значения критерия M_1 находятся в пределах от 0 до -1), то независимо от коэффициента орошения будет происходить испарение, сопровождающееся понижением температуры воздуха и повышением его теплосодержания.

В тех случаях, когда $t_{\text{вн}} > t_c$ и $M_1 R < -1$ (значения критерия $M_1 < -1$), то, как показали опыты (см. рис. 81), участок прямой между вертикальной линией $t_{\text{вн}} = t_c$ и $M_1 R = -12$ можно осуществить любой из трех процессов с повышением теплосодержания воздуха (нагревание, изотермическое увлажнение и снижение температуры, сопровождающееся увлажнением и повышением теплосодержания). При этом характер процесса изменения состояния воздуха будет определяться величиной коэффициента орошения.

Для процессов, которые протекают по линии $t = \text{const}$ ($t_{\text{вн}} > t_c$, $M_1 < -1$ и $M_1 R < -1$), теоретическое значение коэффициента орошения μ_T определяют из выражения

$$\mu_T = \frac{c_p K}{M_4 c_{\text{в}}}, \quad (\text{VI-42})$$

где $M_4 = \frac{t_{\text{вн}} - t_c}{t_c - t_p}$ — температурный критерий, также равный $M_4 = -(1 + M_1)$;

$$K = \frac{I_{\text{н}} - I_1}{I_1 - I_p}; \quad (\text{VI-43})$$

$I_{\text{н}}$ — теплосодержание насыщенного воздуха при температуре $t_{\text{с1}}$.

Результаты экспериментальных исследований показали, что изотермические процессы увлажнения воздуха с малым влагосодержанием ($t_p \leq 4 \div 5^\circ$) требуют, чтобы начальная температура распыляемой воды была бы выше (в зависимости от μ) на $9-11^\circ$, чем начальная температура воздуха по сухому термометру.

Если при $t_{вн} > t_{с1}$ ($M_1 < -1$, $M_1 R < -1$)

$$\mu > \frac{c_p K}{M_4 c_B},$$

то воздух будет нагреваться и увлажняться. Если же при $t_{вн} > t_{с1}$ ($M_1 < -1$; $M_1 R < -1$), но при

$$\mu < \frac{c_p K}{M_4 c_B},$$

то будет происходить процесс охлаждения воздуха с повышением теплосодержания, так же как и при $t_{вн} < t_{с1}$ или при $t_{вн} = t_{с1}$.

Ниже рассмотрены основные задачи расчета форсуночных камер с помощью описанного метода. В практических условиях неизвестными обычно бывают три величины: конечные параметры воздуха I_2 и $t_{с2}$, начальная температура разбрызгиваемой воды $t_{вн}$ и коэффициент орошения μ . Начальные параметры обрабатываемого воздуха I_1 и $t_{с1}$, как правило, бывают известными.

Первые два неизвестных I_2 и $t_{с2}$ входят в выражение критериев $\Delta \bar{I}$ и $\Delta \bar{T}_c$. Значение начальной температуры воды входит в критерии M_1 и R , а коэффициент орошения μ содержится в расчетных уравнениях VI-25 и VI-27, которые связывают все три неизвестные величины. Тем самым создается возможность решать прямые и обратные задачи при расчетах форсуночных камер, работающих на различных режимах изменения состояния воздуха.

Для облегчения вычислительных операций по уравнениям VI-25 и VI-27 для расчета процессов с понижением теплосодержания воздуха Л. М. Зусмановичем построена номограмма (рис. 82). Для расчета процессов адиабатического увлажнения воздуха дается номограмма, изображенная на рис. 83а. Расчет процессов с повышением теплосодержания воздуха рекомендуется производить по формуле VI-26. Ввиду высокой эффективности процессов с повышением теплосодержания конечную температуру воздуха $t_{с2}$ при этих процессах рекомендуется принимать при $\varphi_2 = 93-97\%$.

В случае применения форсуночных камер с плотностью расположения форсунок $n = 24-30$ шт/м² в ряд значения $\Delta \bar{I}$ и $\Delta \bar{T}_c$, определяемые по формулам VI-25 и VI-27, следует уменьшать на $5-8\%$. Если применить форсунки диаметром выходного отверстия в $3-3,5$ мм, то теплообмен интенсифицируется на $10 \div 12\%$.

Примеры практического использования изложенного выше метода расчета рассмотрены ниже.

Специфика решения прямых теплотехнических задач при понижении теплосодержания воздуха заключается в следующем:

а) конечное теплосодержание воздуха I_2 может быть получено при различных сочетаниях коэффициента орошения μ и начальной температуры распыляемой воды $t_{вн}$. Предварительно приняв $t_{вн}$, значение $\mu = \mu_{\Delta T}$ (необходимое для обеспечения I_2) определяют по расчетному уравнению VI-25 или по номограмме (рис. 82);

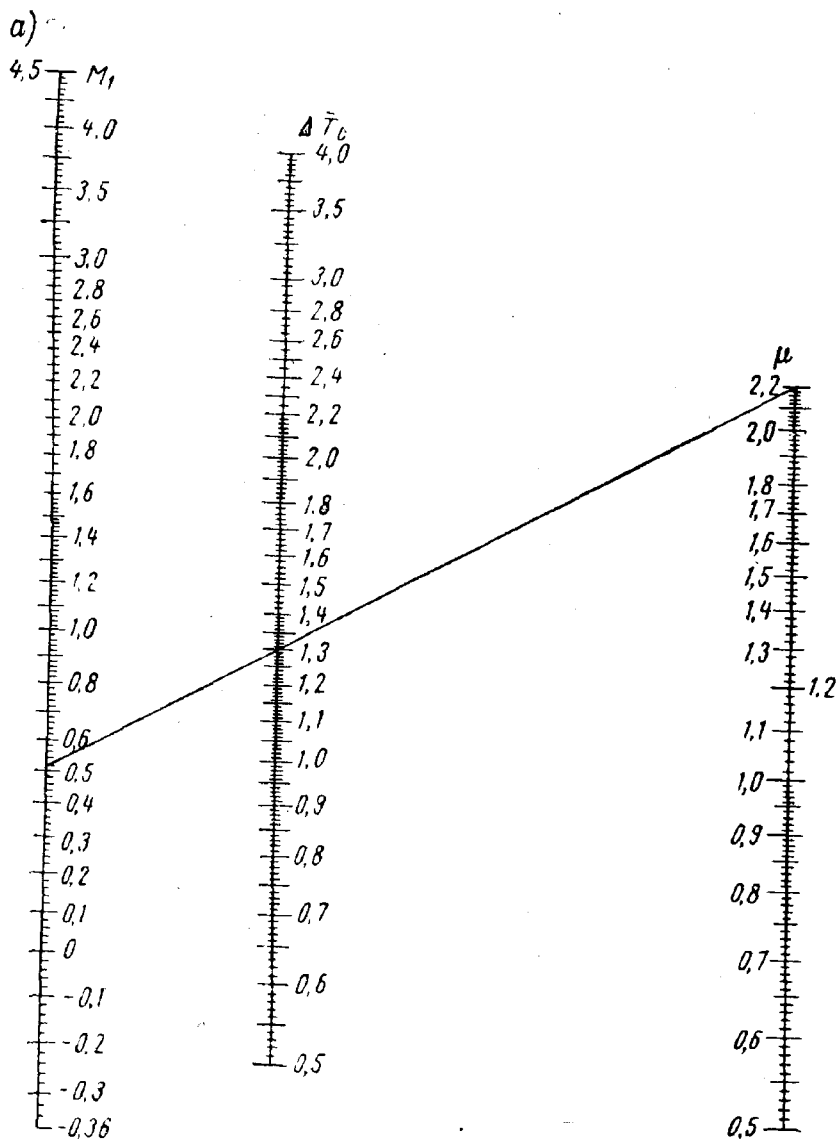


Рис. 82а.

б) конечную температуру воздуха $t_{с2}$ также можно определить при различных сочетаниях μ и $t_{вн}$. Если исходить из принятого значения $t_{вн}$, то величина $\mu = \mu_{\Delta T}$, необходимая для получения $t_{с2}$, определяется по расчетному уравнению VI-27 или по номограмме (рис. 82);

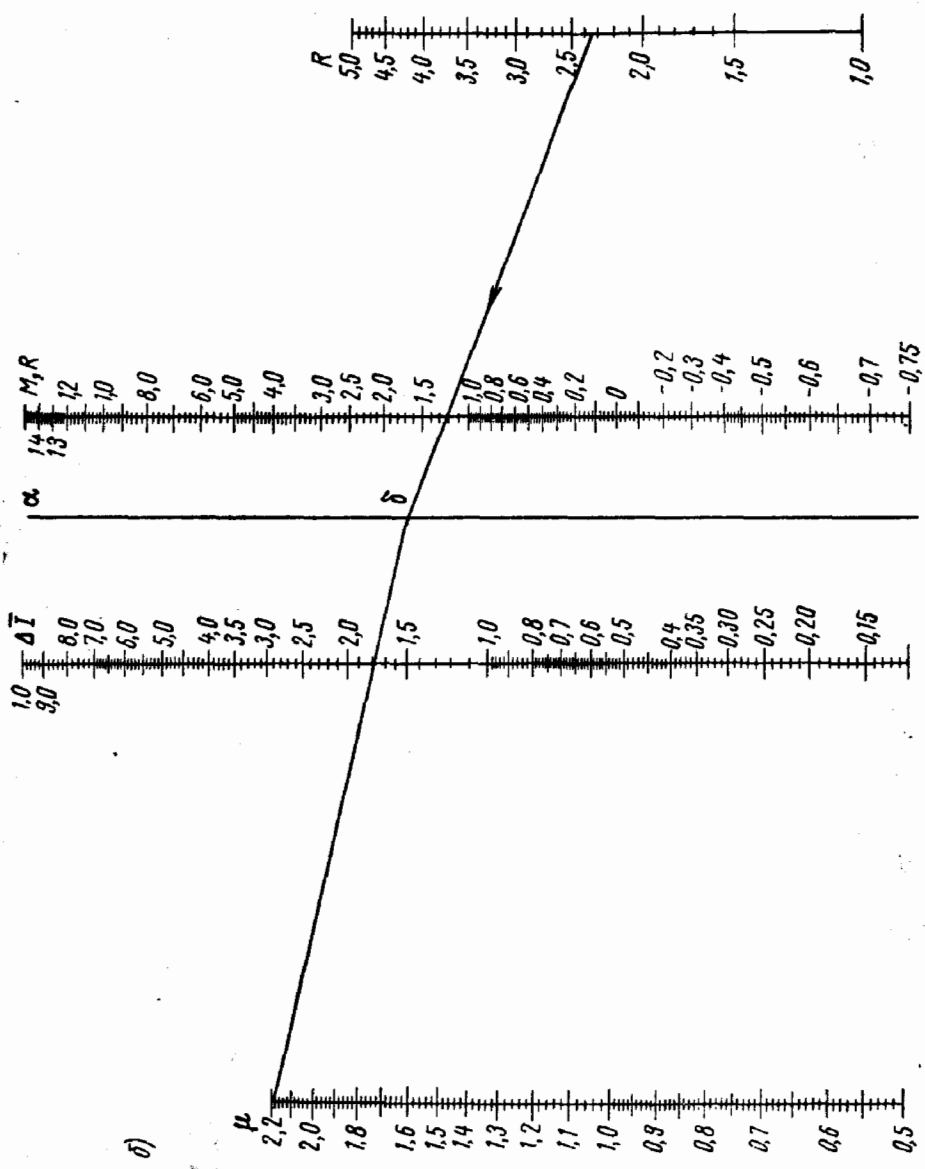


Рис. 82б. Номограмма для расчета процессов с понижением теплосодержания воздуха в оросительных камерах. Составлена по формулам:

$$\Delta T = 6,67 (1 + M_1 R) R^{-0,3} \mu^{0,53}; \Delta T_c = (0,73 + 0,49 M_1) \mu^{0,35}; z = 2-3 \text{ ряда}; d_0 = 4,5-5,0 \text{ мм};$$

$$n = 13-18 \text{ шт/м}^2 \text{ в ряд}; 30 < (t_c - p) < 2,5^\circ \text{ C}$$

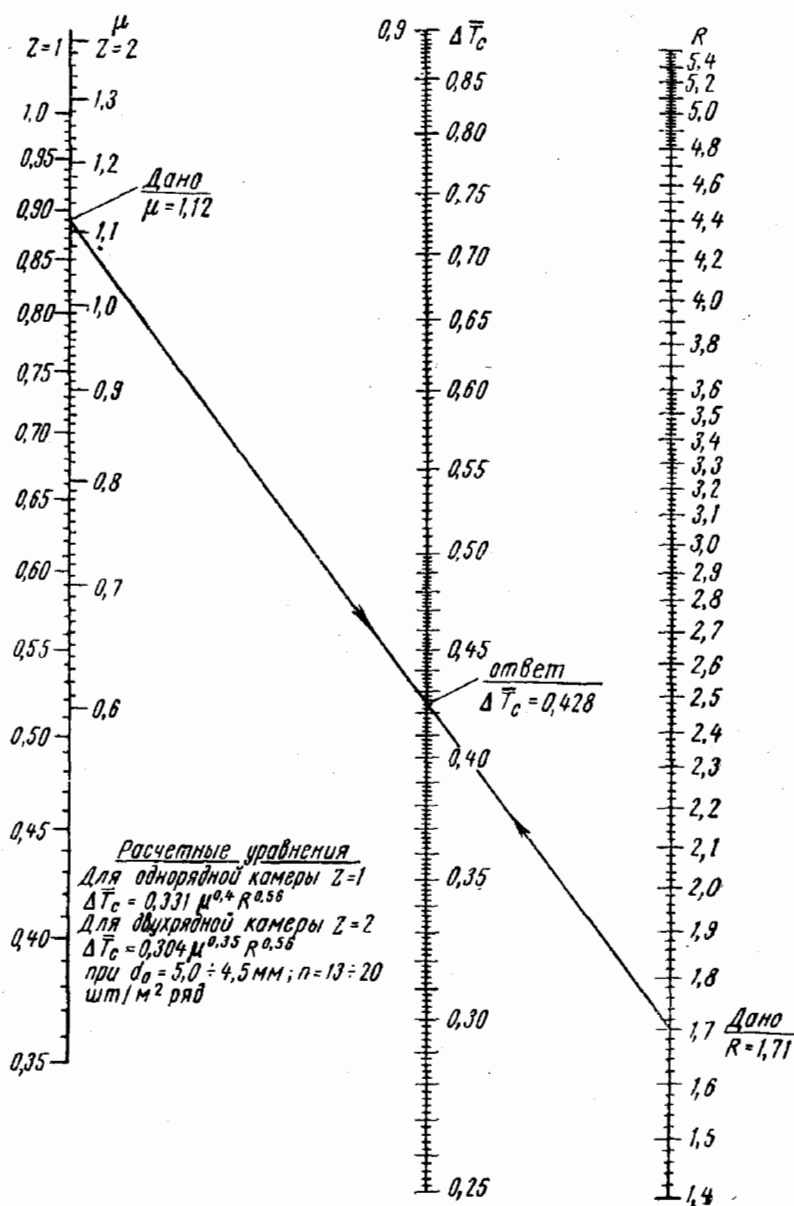


Рис. 83а. Номограмма для расчета процессов адиабатического увлажнения воздуха.

При критерии $R < 2.7$ значения $\Delta \bar{T}_c$, найденные по номограмме, умножаются на поправочный коэффициент b , определяемый по рис. 83б.

в) величина $\mu_{\Delta\bar{T}}$ в общем случае может не совпадать со значением $\mu_{\Delta\bar{T}}$, определенным при ранее принятой температуре воды $t_{вн}$;

г) процессы в камерах орошения могут протекать только при определенных величинах μ и $t_{вн}$. Поэтому в расчет следует принимать такие значения, которые одновременно удовлетворяли бы как требуемому I_2 , так и $t_{с2}$.

Для облегчения решения прямых задач в общем виде рекомендуется следующий порядок расчета:

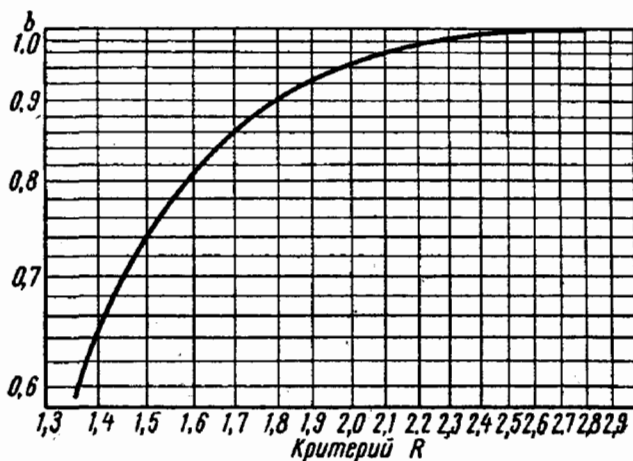


Рис. 836. Поправочный коэффициент b для расчета процессов адиабатического увлажнения воздуха при $R < 2,7$

1. Предварительно принять $t_{вн} < t_{р2}$, вычислить, M_1 , R , M_1R , $\Delta\bar{T}$ и определить с помощью номограммы (рис. 82) или формулы VI-25 коэффициент орошения $\mu = \mu_{\Delta\bar{T}}$.

2. При принятом ранее $t_{вн}$ и соответственно вычисленном M_1 по номограмме (рис. 82) или по формуле VI-27 найти коэффициент орошения $\mu = \mu_{\Delta\bar{T}}$, необходимый для получения заданного значения $t_{с2}$.

3. Проверить совпадение $\mu_{\Delta\bar{T}}$ и $\mu_{\Delta\bar{T}}$. Расчет считается законченным, когда $\mu_{\Delta\bar{T}}$ и $\mu_{\Delta\bar{T}}$ совпадают с точностью 5—10%. При расчете следует принимать значения $\mu = \mu_{\Delta\bar{T}}$, так как ориентироваться необходимо на обеспечение требуемого значения I_2 после камеры орошения.

4. Если расхождение между величинами $\mu_{\Delta\bar{T}}$ и $\mu_{\Delta\bar{T}}$ более значительное, то следует задаться новым значением $t_{вн}$ и расчет повторить, определив новую величину $\mu_{\Delta\bar{T}}$.

Пример 1. Требуется охладить и осушить воздух в двухрядной оросительной камере типа Кд2002В в количестве $L = 20\,200$ кг/ч. Начальные параметры воздуха $t_{с1} = 25,5^\circ$, $I_1 = 11,5$ ккал/кг сух. возд, $t_{р1} = 12^\circ$. Парциальное давление водяных паров в воздухе $p_n = 11$ мм рт. ст. Конечные параметры воздуха $I_2 =$

$=5,74$ ккал/кг сух. возд, $t_{c2}=8^\circ$. Площадь поперечного сечения камеры $F=2$ м². Диаметр выходного отверстия форсунок $d_o=5$ мм. Плотность размещения форсунок $n=18$ шт./м² в ряд. Общее число форсунок в камере $nFz=72$ шт. Начальная температура воды $t_{вн}=5^\circ$ и $P'_п=7$ мм рт. ст. Необходимо определить коэффициент орошения μ и конечную температуру воды $t_{вк}$.

Решение. 1. Гигрометрическая разность температур будет равна:

$$\Delta t_p = t_{c1} - t_{p1} = 25,5 - 12 = 13,5^\circ.$$

Дальнейший расчет производим по номограмме (рис. 82) и по формулам VI-25 и VI-27.

2. Значения $\Delta \bar{T}$ и $\Delta \bar{T}_c$ будут соответственно равны:

$$\Delta \bar{T} = \frac{I_1 - I_2}{c_p(t_{c1} - t_{p1})} = \frac{11,5 - 5,74}{0,24 \cdot 13,5} = 1,78,$$

$$\Delta \bar{T}_c = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_{p1}} = \frac{25,5 - 8}{25,5 - 12} = 1,3.$$

3. Вычисляем значение критерия M_1 :

$$M_1 = \frac{t_{p1} - t_{вн}}{t_{c1} - t_{p1}} = \frac{12 - 5}{25,5 - 12} = 0,518.$$

4. Находим коэффициент орошения $\mu_{\Delta \bar{T}}$, соответствующий заданному значению $\Delta \bar{T}_c$. Решение этой задачи производим как с помощью номограммы, так и по формулам.

Решение по номограмме ведем, используя рис. 82. На шкале M_1 (рис. 82, а) откладываем значение $M_1=0,518$. Затем на шкале $\Delta \bar{T}_c$ находим значение $\Delta \bar{T}_c=1,3$. Через найденные точки на шкалах $\Delta \bar{T}_c$ и M_1 проводим прямую до пересечения со шкалой μ . Точка пересечения определяет искомую величину коэффициента орошения, который в данном случае равен $\mu_{\Delta \bar{T}}=2,2$.

Далее производим решение по формулам. Пользуясь формулой VI-25, решенной относительно величины $\mu_{\Delta \bar{T}}$, находим величину коэффициента орошения:

$$\mu_{\Delta \bar{T}}^{0,35} = \frac{\Delta \bar{T}_c}{0,73 + 0,49M_1} = \frac{1,3}{0,73 + 0,49 \cdot 0,518} = 1,32,$$

откуда $\mu_{\Delta \bar{T}} = 2,2$.

5. Находим значение критерия R .

Разность температур $t_{p1} - t_{вн}$ равна:

$$t_{p1} - t_{вн} = 12 - 5 = 7^\circ.$$

Пользуясь далее диаграммой (рис. 78), находим значение $R=2,32$. Определяем эту же величину с помощью аналитической формулы VI-20. Значение коэффициента a равно:

$$a = \frac{p_p - p'_п}{t_{p1} - t_{вн}} = \frac{11 - 7}{12 - 5} = 0,785.$$

Тогда $R = 1 + 2,34a = 1 + 2,34 \cdot 0,785 = 2,35$.

Результат, полученный по формуле, имеет близкую сходимость с результатом, полученным по номограмме (рис. 78).

6. Произведение критериев M_1R равно:

$$M_1R = 0,518 \cdot 2,35 = 1,218.$$

7. Находим величину коэффициента орошения $\mu_{\Delta\bar{I}}$ с помощью номограммы (рис. 82, б). Через точки, имеющие значения $R=2,35$ и $M_1R=1,218$, проводим прямую линию до пересечения ее с немой шкалой α в точке α .

Далее на шкале $\Delta\bar{I}$ находим точку, соответствующую значению $\Delta\bar{I}=1,78$, и проводим через эту точку и точку α прямую линию до пересечения со шкалой μ . Точка пересечения соответствует значению

$$\mu_{\Delta\bar{I}} \approx 2,2.$$

Определим эту же величину, пользуясь расчетной формулой VI-25, решенной относительно искомой величины $\mu_{\Delta\bar{I}}$

$$\mu_{\Delta\bar{I}}^{0,53} = \frac{\Delta\bar{I}}{0,67(1 + M_1R)R^{-0,3}} = \frac{1,78}{0,67(1 + 1,218)2,35^{-0,3}} = 1,55.$$

Отсюда

$$\mu_{\Delta\bar{I}} \approx 2,2.$$

8. Совпадение величин $\mu_{\Delta T}$ и $\mu_{\Delta\bar{I}}$ позволяет считать расчет законченным в отношении определения коэффициента орошения.

9. Температурный перепад воды будет равен:

$$\Delta t_{\text{вод}} = \frac{11,5 - 5,74}{2,2} = 2,62^\circ.$$

10. Конечная температура воды равна:

$$t_{\text{вк}} = t_{\text{вн}} + \Delta t_{\text{вод}} = 5 + 2,62 = 7,62^\circ.$$

11. Общий расход воды составляет:

$$W = \mu L = 2,2 \cdot 20\,200 = 44\,440 \text{ кг/ч.}$$

12. Производительность одной форсунки при этом составит:

$$q = \frac{W}{nFz} = \frac{44\,440}{72} = 617 \text{ кг/ч, или } 617 \text{ л/ч.}$$

Эта производительность обеспечивается при давлении воды перед форсункой $P=2,65 \text{ атм.}$

Рассмотрим применение изложенного выше метода для расчета форсуночных камер, работающих на адиабатическом режиме.

Пример 2. Воздух с начальными параметрами $t_{c1}=33,5^\circ$; $t_{m1}=27^\circ$; $t_p=24,9^\circ$ в количестве $L=81\,000 \text{ кг/ч}$ требуется увлажнить, используя адиабатический процесс. Конечная температура обрабатываемого воздуха $t_{c2}=27,65^\circ$ при относительной влажности $\phi=95\%$.

Форсуночная камера принимается типа Кд8002, имеющая площадь поперечного сечения $F=7,9 \text{ м}^2$ с плотностью расположения форсунок $n=18 \text{ шт./м}^2$ в ряд с диаметром выходного отверстия $d_o=5 \text{ мм}$. Требуется определить коэффициент орошения μ для случаев однорядной и двухрядной камер.

Решение. 1. Вычисляется величина критерия R . Величина разности температур $t_p - t_{\text{вн}} = t_p - t_{m1} = 24,9 - 27 = -2,1^\circ$.

С помощью номограммы (рис. 78) находим при $t_p - t_{вн} = 2,1^\circ$ и $t_p = 24,9^\circ$ значение $R = 4,5$.

2. Величина критерия $\Delta \bar{T}_c$ составляет:

$$\Delta \bar{T}_c = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{t_{c1} - t_p} = \frac{33,5 - 27,65}{33,5 - 24,9} = 0,68.$$

3. Пользуясь номограммой (рис. 83а), определяем значение коэффициента орошения μ . Для этого находим на шкале точку со значением $R = 4,5$, а на шкале $\Delta \bar{T}_c$ — точку, соответствующую значению $\Delta \bar{T}_c = 0,68$. Соединив эти точки прямой и продолжив ее до пересечения со шкалой μ , получим искомые значения коэффициентов орошения:

для двухрядной камеры $\mu = 0,9$;
для однорядной камеры $\mu = 0,735$.

4. Расход разбрызгиваемой воды составит:

для однорядной камеры

$$W_1 = 0,735 \cdot 81\,000 = 59\,500 \text{ кг/ч};$$

для двухрядной камеры

$$W_2 = 0,9 \cdot 81\,000 = 72\,900 \text{ кг/ч}.$$

5. Производительность одной форсунки будет равна:

для однорядной камеры

$$q_1 = \frac{59\,500}{7,9 \cdot 18 \cdot 1} = 413 \text{ кг/ч};$$

что обеспечивается при давлении воды $P = 1,4 \text{ атм}$;
для двухрядной камеры

$$q_2 = \frac{72\,900}{7,9 \cdot 18 \cdot 2} = 253 \text{ кг/ч};$$

что обеспечивается при давлении воды $P = 0,7 \text{ атм}$.

Поскольку давление воды перед форсунками не рекомендуется принимать ниже чем $P = 1 \text{ атм}$, к установке принимаем однорядную камеру.

§ 4. ПОНЯТИЕ О МЕТОДЕ РАСЧЕТА ФОРСУНОЧНЫХ КАМЕР С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОБЪЕМНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА

В 1967 г. П. В. Участкиным предложен метод расчета форсуночных камер, основанный на понятии об объемных коэффициентах тепло- и влагообмена [Л. 50].

Процесс тепло- и влагообмена, происходящий в форсуночной камере, автор предложил описать дифференциальными уравнениями следующего вида:

$$-G_1(c_i dt + r dx) = \alpha_v F dy (t - \theta_c) + \beta_{вт} F dy (p - p_c); \quad (\text{VI-44})$$

$$-G_1 dx = \beta_{вт} F dy (p - p_c), \quad (\text{VI-45})$$

где G_1 — количество воздуха, кг/ч;

c_i — теплоемкость воздуха, ккал/кг · град;

r — скрытая теплота испарения, ккал/кг;

F — поперечное сечение камеры, м²;

x — влагосодержание воздуха, кг/кг сух. возд;

- dy — элемент длины камеры, *м*;
 t — текущее значение температуры воздуха, *град*;
 p — текущее значение парциального давления водяных паров в воздухе, *мм рт. ст.*;
 θ_c — средняя температура на границе обмена сред, *град*;
 p_c — среднее парциальное давление насыщенных водяных паров на границе обмена, *мм рт. ст.*;
 α_v — объемный коэффициент теплообмена, *ккал/м³ · ч · град*;
 β_v — объемный коэффициент массообмена, выраженный в тепловых единицах, *ккал/м³ · ч · мм рт. ст.*;
 β_{vt} — объемный коэффициент массообмена, выраженный в весовых единицах, *кг/м³ · ч · мм рт. ст.*

Система этих дифференциальных уравнений решена при линейной зависимости давления водяных паров от температуры насыщения, граничных условиях $y=0, t=t_1, p=p_1, y=L, t=t_2, p=p_2$ и некоторых допущениях. В результате получены аналитические зависимости для определения конечных параметров воздуха

$$t_2 = t_1 e^m + \left(\theta_1 + \frac{2\beta_{vt} s \xi}{\alpha_v} \right) (1 - e^m) - \beta_{vt} [p_1 - s(\theta_1 - \xi)] (e^m - e^q); \quad (\text{VI-46})$$

$$p_2 = p_1 \frac{2e^m - \left(\frac{Br\alpha_v}{c_l \beta_{vt}} \right) e^q}{1 - \frac{Br\alpha_v}{c_l \beta_{vt}}} + s(\theta_1 - \xi)(1 - e^q) + \frac{\alpha_v(t_1 - \theta_1)s(e^m - e^q)}{\frac{G\mu}{FL}}, \quad (\text{VI-47})$$

где s, ξ, B — коэффициенты, определяющие связь давления паров с температурой насыщения и влагосодержанием воздуха;

- t_1 и t_2 — начальная и конечная температура воздуха, *град*;
 p_1 и p_2 — начальное и конечное парциальное давление водяных паров в воздухе, *мм рт. ст.*;
 μ — коэффициент орошения;
 L — длина форсуночной камеры, *м*.

Показатели степени m и q при этом определяются следующими выражениями:

$$m = - \frac{1 - \frac{s\beta_v L F}{\mu G_l}}{c_l \left(\frac{G_l}{\alpha_v F L} + \frac{s\beta_{vt}}{\mu \alpha_v} + \frac{1}{\mu} \right)}; \quad (\text{VI-48})$$

$$q = - \frac{\beta_{vt} \left(\frac{1}{\alpha_v} + \frac{FL}{G_l \mu} \right)}{rB \left(\frac{G_l}{\alpha_v F L} + \frac{s\beta_{vt}}{\mu \alpha_v} + \frac{1}{\mu} \right)}. \quad (\text{VI-49})$$

Зависимости VI-46 и V-47 автор метода считает возможным использовать при расчете любых процессов тепловлажностной обработки воздуха в форсуночной камере.

§ 5. ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ С ОРОШАЕМОЙ НАСАДКОЙ

Для облегчения расчетов по расчетным формулам автор метода составил специальные номограммы [Л. 50].

Помимо рассмотренных выше форсуночных кондиционеров, для охлаждения и осушения воздуха применяют воздухоохладители с орошаемой насадкой. Эти воздухоохладители состоят из металлической камеры, имеющей в плане прямоугольное сечение (рис. 84). В нижней части этой камеры находится поддон, в который сливается нагревшаяся вода. Над поддоном в стенке камеры имеется отверстие для входа обрабатываемого воздуха. Поступающий через это отверстие воздух проходит снизу вверх через орошаемый слой

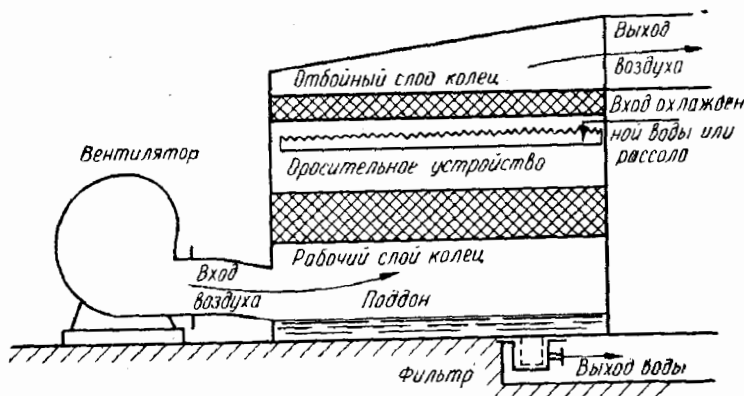


Рис. 84. Воздухоохладитель с орошаемой насадкой

(орошаемую насадку) металлических или фарфоровых колец, лежащих насыпью, вследствие чего для прохода воздуха образуются извилистые пути. Этот слой называется рабочим. Наиболее распространены фарфоровые кольца размерами $25 \times 25 \times 3$ мм.

Число колец, содержащихся в объеме 1 м^3 , составляет около 50 000 шт., причем их общая поверхность равна 220 м^2 .

Рабочий слой колец орошается холодной водой или, если требуемая температура охлаждающей жидкости ниже 0° , рассолом.

Орошающим устройством могут являться желоба открытого типа или перфорированные трубы. Для орошения можно применять и форсунки грубого распыла.

Охлаждение воздуха происходит в результате контакта его со смоченной холодной поверхностью колец рабочего слоя, а также частично и при встрече его с каплями орошающей воды в пространстве над орошаемой насадкой. Таким образом, движение воздуха и охлаждающей воды происходит противотоком.

Над орошающим устройством расположен второй слой таких же колец, но меньшей толщины, имеющий назначение улавливания капелек воды, увлекаемых проходящим воздухом. Этот слой носит название отбойного и выполняет функции, аналогичные функциям сепаратора в форсуночных камерах.

При выходе из отбойного слоя воздух получает заданное состояние и выходит из камеры через отверстие, расположенное в верхней ее части.

Толщину рабочего слоя, в целях обеспечения равномерного его орошения, а также учитывая большое сопротивление (по воздуху) колец, принимают не более 500 мм и в каждом случае определяют расчетом.

Толщину отбойного слоя при орошении из лотков принимают 100—120 мм, а при орошении из форсунок — 200 мм.

Вследствие значительного сопротивления, оказываемого слоем колец проходящему воздуху, его скорость, отнесенная к лобовому сечению слоя колец, принимают в пределах 0,8—1,2 м/сек. Нагревшаяся вода (или рассол) поступает в поддон аппарата и затем через специальный горшок с фильтром направляется на повторное охлаждение в испаритель холодильной машины.

Имеется разновидность воздухоохладителя с орошаемой насадкой (рис. 85). Отличие этой модификации воздухоохладителя от рассмотренного ранее заключается в том, что змеевики испарителя холодильной машины расположены непосредственно в поддоне камеры. Вследствие этого поступающая в поддон нагретая вода или рассол, соприкасаясь с охлаждающими змеевиками испарителя, охлаждается до заданной температуры и затем с помощью насоса вновь направляется в орошающие устройства, и цикл повторяется.

В целях интенсификации теплообмена между охлаждающей водой (или рассолом) и поверхностью охлаждающих змеевиков последние располагаются выше уровня жидкости, находящейся в поддоне. В результате этого охлаждение происходит при орошении змеевиков в воздушном пространстве, что способствует интенсификации процесса теплообмена. Если охлаждающей средой является рассол, то из воздуха может выпадать конденсат, смешивающийся с рассолом. Вследствие того что рассол разжижается, змеевики могут обмерзнуть и интенсивность теплообмена понизится. Поэтому предусматривается устройство специальных реконцентраторов, вос-

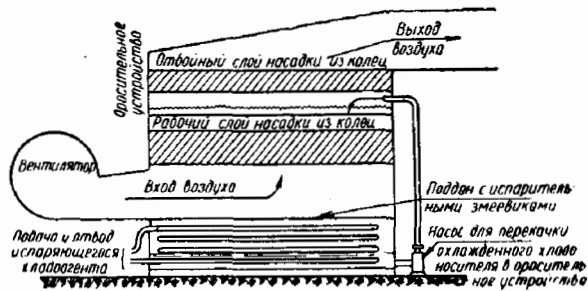


Рис. 85. Воздухоохладитель с орошаемой насадкой и с непосредственным расположением охлаждающих змеевиков в поддоне аппарата

становливающих необходимую концентрацию рассола путем добавления солей или выпаривания излишней воды.

Если орошение производится рециркулирующей водой без ее охлаждения, то обработка воздуха, проходящего через воздухоохладитель, будет совершаться по адиабатическому закону. Таким образом, воздухоохладитель с орошаемой насадкой может выполнять все функции, свойственные форсуночным камерам. Вследствие этого кондиционеры, оборудованные вместо форсуночной камеры описанным выше охладителем, должны включать в свою схему устройства в зависимости от необходимости и все другие элементы форсуночного кондиционера (калориферы первого и второго подогрева, первую и вторую рециркуляцию и т. д.).

Закономерность изменения состояния воздуха при проходе его через рабочий орошаемый слой та же, что и при контакте воздуха с капельками воды в форсуночной камере. Поэтому схемы обработки воздуха и построение соответствующих процессов кондиционирования на $I-d$ -диаграмме при использовании рассматриваемого типа воздухоохладителей остаются те же самые, что и описанные ранее, применительно к обработке воздуха в форсуночных камерах.

Луч процесса обработки воздуха в слое колец проводится через точки начального и конечного состояния воздуха (при этом конечное состояние принимается при $\varphi=90\div 95\%$). Некоторой особенностью этого процесса является то, что изотерма точки пересечения этого луча с кривой $\varphi=100\%$ соответствует средней температуре орошающей воды в слое колец.

Переходя к изложению метода расчета, следует заметить, что такому расчету должно предшествовать построение на $I-d$ -диаграмме процессов летнего и зимнего режимов кондиционирования воздуха.

Излагаемый ниже метод расчета основан на материалах экспериментальных исследований А. А. Гоголина (ВНИХИ), которые относятся к аппарату с фарфоровыми кольцами размером $25 \times 25 \times 3$ мм, лежащими на сетке, имеющей 85% живого сечения, при орошении их водой с помощью открытых зубчатых желобов.

На основании выполненного построения на $I-d$ -диаграмме определяют полное количество тепла, отведенное от воздуха в воздухоохладителе:

$$Q_0 = L_{\text{дп}}(I_{\text{н}} - I_{\text{к}}) \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{VI-50})$$

где $I_{\text{н}}$ и $I_{\text{к}}$ — соответственно начальное и конечное теплосодержание воздуха;

$L_{\text{дп}}$ — количество воздуха, проходящего через орошаемый слой колец. (Это количество воздуха соответствует количеству воздуха, проходящему через дождевое пространство форсуночного кондиционера.)

Количество явного тепла, отведенного от воздуха, составляет:

$$Q_{\text{я}} = L_{\text{дп}} c (t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{VI-51})$$

где $t_{\text{н}}$ и $t_{\text{к}}$ — температуры воздуха до и после воздухоохладителя.

Так как все величины, входящие в правую часть выражения (VI-51), известны, то величина $Q_{\text{я}}$ может быть вычислена.

В свою очередь $Q_{\text{я}}$ можно выразить в следующем виде:

$$Q_{\text{я}} = K \theta F \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{VI-52})$$

где K — коэффициент явного теплообмена, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 F — площадь лобового сечения орошаемого слоя колец, м^2 ;

$\theta = \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{к}}}{2,31g \frac{t_{\text{н}} - t_{\text{в}}}{t_{\text{к}} - t_{\text{в}}}}$ — среднелогарифмическая разность температур;

$t_{\text{в}}$ — средняя температура воды в воздухоохладителе (находится из построения процесса на $I-d$ -диаграмме).

Среднелогарифмическую разность температур определяют с помощью приведенного выше выражения с приближением, достаточным для практических расчетов, так как изменение температуры воды, проходящей через слой колец, незначительно.

Величину условной поверхности теплообмена F (действительной поверхностью теплообмена является суммарная поверхность всех колец, лежащих в рабочем слое) определяют из выражения

$$F = \frac{L_{\text{дп}}}{v \gamma 3600} \text{ [м}^2\text{]}, \quad (\text{VI-53})$$

где v — скорость воздуха в воздухоохладителе, м/сек ;

γ — плотность воздуха, проходящего через воздухоохладитель (при средней его температуре), кг/м^3 .

Решая выражение (VI-52) относительно величины K , получим необходимое его значение, при котором будет обеспечена заданная обработка воздуха в воздухоохладителе:

$$K = \frac{Q_{\text{я}}}{\theta F} \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}]. \quad (\text{VI-54})$$

В результате исследований, проведенных Всесоюзным научно-исследовательским холодильным институтом, была установлена следующая эмпирическая зависимость коэффициента явного теплообмена:

$$K = (280 + 1640 \delta_{\text{р}}) H_{\text{в}}^{0,42} (v \gamma)^{(0,5 + 0,6 \delta_{\text{р}})}, \quad (\text{VI-55})$$

где $\delta_{\text{р}}$ — толщина рабочего слоя, м ;

$v \gamma$ — весовая скорость воздуха (отнесенная к лобовой поверхности рабочего слоя колец), $\text{кг/м}^2 \cdot \text{сек}$;

$H_{\text{в}}$ — интенсивность орошения или высота дождя, м/ч .

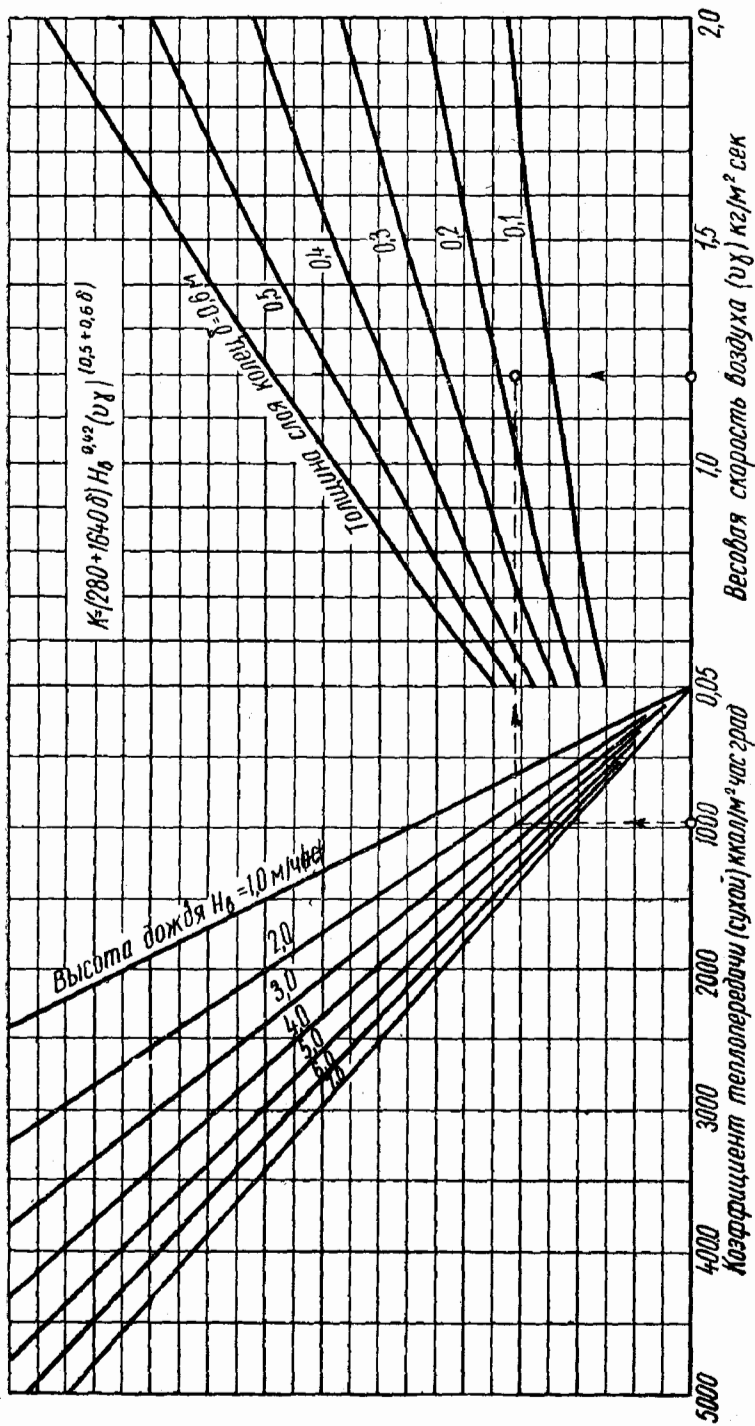


Рис. 86. Номограмма для определения толщины рабочего слоя (орошаемой насадки)

Высота дождя представляет собой отношение количества орошающей воды W в $м^3/ч$ к площади лобового сечения орошаемого слоя колец, т. е.

$$H_b = \frac{W}{F} [м/ч]. \quad (VI-56)$$

Величину H_b обычно принимают равной 4—6 $м/ч$.

Подставляя в выражение (VI-55) полученное значение K и принятую величину H_b , решаем его относительно искомой неизвестной, которой является толщина рабочего слоя колец δ_p .

Для облегчения вычислительных операций нахождения величины δ_p А. А. Гоголиным предложена номограмма (рис. 86). Ход решения такой задачи показан пунктиром.

Далее на основании выражения (VI-56) определяют количество орошающей воды или рассола

$$W = H_b F \cdot 1000 [л/ч]. \quad (VI-57)$$

При прохождении через орошаемый (рабочий) слой колец вода нагревается на

$$\Delta t_b = \frac{Q_o}{W}. \quad (VI-58)$$

Начальную температуру воды принимают с известным приближением равной

$$t_{нв} = t_w - \frac{\Delta t_b}{2}. \quad (VI-59)$$

Сопrotивление рабочего слоя колец по воздуху можно вычислить по формуле А. А. Гоголина:

$$\Delta P_p = [44\delta_p + (0,75 + 4,6\delta_p) H_b] v^{(2,4-\delta_p)} [кг/м^2]. \quad (VI-60)$$

Сопrotивление отбойного слоя колец ($25 \times 25 \times 3$ мм) определяют по формуле

$$\Delta P_{отб} = 33\delta_o v^{1,88} [кг/м^2], \quad (VI-61)$$

где δ_o — толщина отбойного слоя, м;

v — скорость воздуха, отнесенная к лобовому сечению отбойного слоя колец, м/сек.

Пример. Рассчитать воздухоохладитель с орошаемой насадкой для помещения зрительного зала. Обработка воздуха должна проводиться по схеме с первой и второй рециркуляцией. Исходные данные для расчета принимают на основе примера (см. гл. V, § 4), согласно которому $Q_o = 149\,500$ ккал/ч; $Q_n = 43\,200$ ккал/ч; параметры воздуха перед дождевым пространством $t_c = 22,8^\circ$; $\phi_c = 56\%$; $d_c = 9,8$ г/кг сух.возд; $I_c = 11,4$ ккал/кг сух.возд; параметры воздуха после дождевого пространства $t_o = 10^\circ$; $\phi_o = 95\%$; $d_o = 7,4$ г/кг сух.возд; $I_o = 6,8$ ккал/кг сух.возд; средняя температура орошающей воды $t_w = 8,4^\circ$. Количество воздуха, проходящего через рабочий слой колец $L_{д.п} = 32\,580$ кг/ч.

Решение. Принимая скорость воздуха, отнесенную к лобовому сечению рабочего слоя, $v=1$ м/сек, определяем необходимую лобовую поверхность рабочего слоя колец:

$$F = \frac{32580}{1,1 \cdot 2,3600} = 7,55 \text{ м}^2,$$

где 1,2 — плотность воздуха, кг/м³.

Среднелогарифмическая разность температур будет равна:

$$\theta = \frac{22,8 - 10}{2,31g \frac{22,8 - 8,4}{10 - 8,4}} = 5,83^\circ.$$

Пользуясь выражением (VI-54), находим необходимое значение коэффициента явного теплообмена:

$$K = \frac{43200}{5,83 \cdot 7,55} = 980 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Принимая высоту дождя $H_b=5$ м/ч, с помощью графика (рис. 86) находим δ_p :

$$\delta_p = 0,16 \text{ м}.$$

Количество охлаждающей воды определяем с помощью выражения (VI-57):

$$W = 5 \cdot 7,55 \cdot 1000 = 37750 \text{ л/ч}.$$

При этом температурный перепад будет равен:

$$\Delta t_b = \frac{149500}{37750} = 3,96^\circ.$$

Начальная температура орошающей воды должна быть равна:

$$t_{нв} = 8,4 - \frac{3,96}{2} = 6,42^\circ.$$

Полученная начальная температура указывает на возможность принять в качестве охлаждающей жидкости воду.

Сопротивление рабочего слоя колец определяем по формуле (VI-60):

$$\Delta P_p = [44 \cdot 0,16 + (0,75 + 4,6 \cdot 0,16) \cdot 5] 1^{(2,4-0,16)} = 14,45 \text{ кг/м}^2.$$

Сопротивление отбойного слоя находим по формуле (VI-61) при $\delta_o=0,1$ м (орошение производится из зубчатых желобов):

$$\Delta P_{отб} = 33 \cdot 0,1 \cdot 1^{1,88} = 3,3 \text{ кг/м}^2.$$

Таким образом, общее сопротивление воздухоохладителя равно:

$$\Delta P_o = 14,45 + 3,3 = 17,75 \text{ кг/м}^2.$$

§ 6. ГЛАДКОТРУБНЫЕ ПОВЕРХНОСТНЫЕ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛИ

Воздухоохладители из гладких труб применяют для охлаждения и осушения воздуха при высокой его начальной относительной влажности. Следует заметить, что такие охладители применяют ре-

же по сравнению с ребристыми вследствие больших габаритных размеров и значительного расхода труб.

На рис. 87 изображен гладкотрубный воздухоохладитель, состоящий из трубчатых змеевиков (по которым пропускается хладоноситель), заключенных в металлический кожух. В нижней части кожуха устроен поддон с трубкой для отвода конденсата. Движение воздуха через воздухоохладитель обеспечивается с помощью центробежного вентилятора. Направление движения охлаждаемого воздуха и хладоносителя показано на рисунке стрелками.

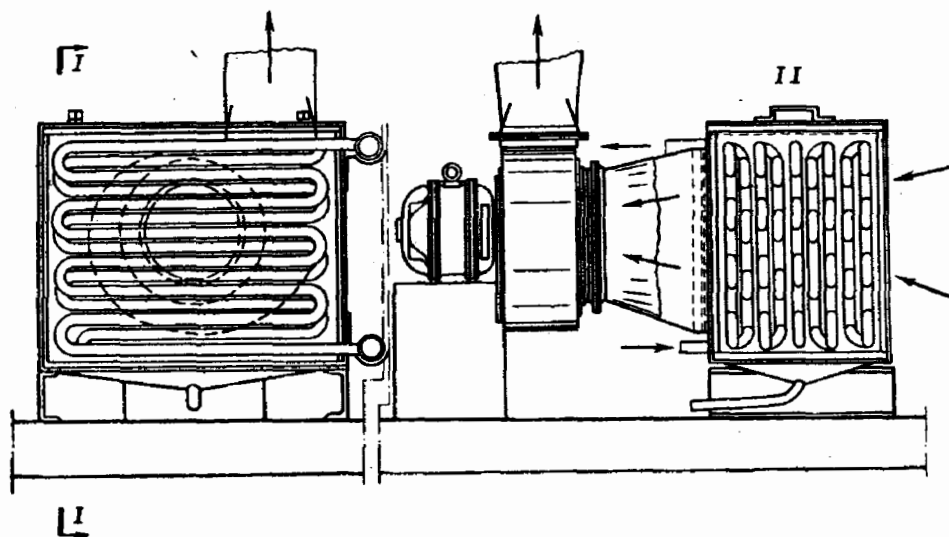


Рис. 87. Гладкотрубный воздухоохладитель

Расчету гладкотрубных воздухоохладителей должно предшествовать построение процесса охлаждения и осушения воздуха на $I-d$ -диаграмме, на основании чего получают исходные данные для расчета (гл. IV, § 14).

Полное количество тепла, отводимого от воздуха в гладкотрубном воздухоохладителе, определяется выражением

$$Q_0 = KF\theta \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{VI-62})$$

где K — коэффициент полной теплопередачи от воздуха через стенку трубы к хладоносителю, включающий в себя теплопередачу вследствие конденсации водяных паров, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \times \text{град}$;

θ — разность температур между воздухом и охлаждающей поверхностью труб, град ;

F — поверхность теплообмена, м^2 .

Полное количество тепла, отведенного от воздуха, равно:

$$Q_0 = L(I_n - I_k) \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{VI-63})$$

где L — количество охлаждаемого воздуха, $кг/ч$;
 I_H и I_K — соответственно начальное и конечное теплосодержания воздуха, $ккал/кг$ *сух. возд.*

Принято считать, что предельно возможное конечное состояние воздуха определяется точкой пересечения луча процесса охлаждения и осушения с кривой $\phi = 95\%$.

Величину расчетной разности температур без особой погрешности можно принимать равной среднеарифметической:

$$\Theta = \frac{t_H + t_K}{2} - t_{ср.хл.} \quad (VI-64)$$

где $t_{ср.хл.}$ — средняя температура хладоносителя (обычно принимаемая на $3-4^\circ$ ниже средней температуры поверхности охлаждающих труб $t_H = t_K$, см. рис. 64);

t_H и t_K — начальная и конечная температуры воздуха, *град.*

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности охлаждающих труб, определяется выражением

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\xi\beta\alpha_H} + \frac{\delta}{\lambda_T} + \frac{1}{\alpha_B} \cdot \frac{d_H}{d_B}} \quad [ккал/м^2 \cdot ч \cdot град], \quad (VI-65)$$

где α_H — коэффициент теплообмена между охлаждаемым воздухом и поверхностью труб воздухоохладителя, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

α_B — коэффициент теплообмена между хладоносителем и стенкой трубы, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

δ — толщина стенки трубы, $м$;

λ_T — коэффициент теплопроводности стенки трубы, $ккал/м^2 \cdot ч \cdot град$;

d_H и d_B — наружный и внутренний диаметры труб, $м$;

β — поправочный множитель на число рядов;

$\xi = \frac{I_H - I_K}{c(t_H - t_K)}$ — коэффициент влаговываждения.

В том случае, когда на поверхности гладкотрубного воздухоохладителя образуется снеговая шуба, на полученное по формуле VI-65 значение коэффициента теплопередачи K нужно вводить поправочный коэффициент $\Delta = 0,7-0,8$.

Коэффициент теплообмена α_H для потока воздуха, направленного перпендикулярно лучку труб, можно определить, пользуясь критериальными зависимостями, действительными для значений $Re = 2 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^5$ [Л. 31]:

при коридорном расположении труб

$$Nu = 0,21 Re^{0,65}; \quad (VI-66)$$

при шахматном расположении труб

$$Nu = 0,37 Re^{0,60}. \quad (VI-67)$$

Раскрыв критерии и решая выражения VI-66 и VI-67 относительно α_n , получим:

$$\alpha_n = 0,21 \frac{\lambda}{d_n} \left(\frac{v d_n}{\nu} \right)^{0,65}; \quad (\text{VI-66}')$$

$$\alpha_n = 0,37 \frac{\lambda}{d_n} \left(\frac{v d_n}{\nu} \right)^{0,60}, \quad (\text{VI-67}')$$

где λ — коэффициент теплопроводности воздуха, *ккал/м · ч · град*;
 ν — коэффициент кинематической вязкости воздуха, *м²/сек*.

Значения λ и ν принимаются при $t_{в.ср}$;

$t_{в.ср}$ — средняя температура воздуха в воздухоохладителе, равная $0,5 (t_n + t_k)$.

Формулы VI-66' и VI-67' позволяют определить среднее значение коэффициента теплообмена для трубок третьего и всех последующих рядов. Значения коэффициентов теплообмена для трубок первого ряда определяют умножением найденного значения α_n для трубок третьего ряда на поправочный коэффициент $\beta_0 = 0,6$; для трубок второго ряда при коридорном расположении — на $\beta_0 = 0,9$, а при шахматном — на $\beta_0 = 0,7$.

В целях упрощения практических расчетов с достаточным приближением для шести и более рядных трубчатых теплообменников можно вводить поправочный коэффициент на полученное значение α_n для коридорного расположения труб $\beta_1 = 0,85$, а для шахматного $\beta_1 = 0,93$.

Исследованиями, произведенными в последнее время, установлено интенсифицирующее влияние массообмена на теплообмен. Экспериментальные исследования О. А. Кремнева позволили установить следующие критериальные зависимости для тепло- и массообмена, происходящих в трубчатом теплообменнике с поперечным обтеканием труб:

$$Nu = 0,05 Re^{1,25} B^{0,8};$$

$$Nu' = 0,05 Re^{1,25} B^{0,8},$$

где $Nu' = \frac{\beta d}{D}$ — диффузионный критерий Нуссельта;

$B = \frac{\Delta P}{P}$ — безразмерный комплекс;

ΔP — средняя разность парциальных давлений водяных паров в воздухе, проходящем через воздухоохладитель, и над поверхностью труб воздухоохладителя;

P — полное давление воздушно-паровой смеси.

С помощью приведенных выше зависимостей можно определять коэффициенты тепло- и массообмена при совместном протекании обоих процессов.

Коэффициент тепловосприятости от стенки трубы к хладоносителю находится в сложной зависимости от ряда факторов (скорости движения жидкости, физических констант, диаметра трубы, шероховатости и т. д.).

При использовании в качестве хладоносителя воды или рассола коэффициент тепловосприятости α_B можно определить на основании следующей эмпирической зависимости:

$$\alpha_B = \psi A \frac{v_{ж}^{0,8}}{d_B^{0,2}} \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град]}, \quad (\text{VI-68})$$

где $v_{ж}$ — скорость хладоносителя в трубах воздухоохладителя, м/сек;

ψ — поправочный множитель, зависящий от числа $Re = \frac{v_{ж} d_n}{\nu_{ж}}$ и принимаемый при $Re < 1 \cdot 10^4$ по графику (рис. 88);
 A — коэффициент, зависящий от физических свойств хладоносителя и расчетной температуры.

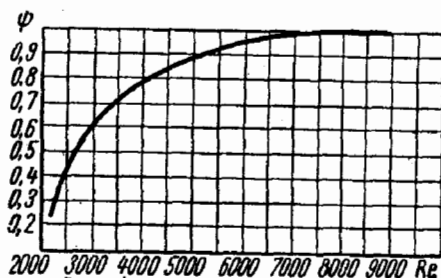


Рис. 88. Поправочный множитель $\psi = f(Re)$

Формулы для определения значений A для различных хладоносителей приведены в табл. 25.

Таблица 25

| Хладоноситель | Значения A |
|--|---|
| Вода при нагревании ($0 \div 100^\circ$) | $1190 + 21,36 t - 0,044 t^2$ |
| Вода при охлаждении ($0 \div 50^\circ$) | $1002 + 19,33 t$ |
| Рассол $NaCl, CaCl_2$ при нагревании | $(1190 + 21,36 t - 0,044 t^2) \times [1 - 1,35 (\gamma_c - 1)]$ |
| Рассол $MgCl_2$ при нагревании | $(1190 + 21,35 t - 0,044 t^2) \times [1 - 2,45 (\gamma_c - 1)]$ |

В формулах для определения A величина t называется расчетной температурой, равной

$$t = \frac{t_{ср.хл} + t_{п}}{2}, \quad (\text{VI-69})$$

где $t_{\text{ср.хл}}$ — средняя температура хладоносителя;

$\gamma_{\text{с}}$ — в табл. 25 удельный вес хладоносителя.

Практика расчета сухих (поверхностных) воздухоохладителей рекомендует принимать перепад температур охлаждающей воды в пределах $2-3^{\circ}$.

Определив таким образом величины Q_0 , K и Θ с помощью выражения VI-62, можно найти неизвестную F :

$$F = \frac{Q_0 - L(d_{\text{н}} - d_{\text{к}}) 10^{-3} t_{\text{п}}}{K \Theta} \quad (\text{VI-70})$$

Пример. Определить необходимую поверхность гладкотрубного стального воздухоохладителя для охлаждения воздуха в количестве 5000 кг/ч. Параметры воздуха перед воздухоохладителем $t_{\text{н}}=29^{\circ}$; $I_{\text{н}}=13$ ккал/кг сух. возд; $d_{\text{н}}=10$ г/кг сух. возд; $\varphi_{\text{н}}=40\%$; конечные параметры воздуха $t_{\text{к}}=12^{\circ}$; $I_{\text{к}}=8$ ккал/кг сух. возд; $d_{\text{к}}=8,5$ г/кг сух. возд; $\varphi_{\text{к}}=95\%$.

Решение. Через точки начального и конечного состояний воздуха на $I-d$ -диаграмме проводим луч процесса охлаждения и осушения воздуха до пересечения с кривой $\varphi=100\%$. Изотерма этой точки $t_{\text{п}}=11^{\circ}$ соответствует средней температуре поверхности труб воздухоохладителя.

При данных температурных условиях в качестве хладоносителя можно применить воду, средняя температура которой принимается на 3° ниже $t_{\text{п}}$:

$$t_{\text{ср.хл}} = 11 - 3 = 8^{\circ}.$$

Принимая скорость воздуха в просветах между трубками $v=11$ м/сек, а диаметр труб $d_{\text{н}}=14$ мм и $d_{\text{в}}=12$ мм, по формуле (VI-66) находим коэффициент теплообмена при коридорном расположении труб:

$$\alpha_{\text{н}} = 0,21 \frac{2,16 \cdot 10^{-2}}{0,014} \left(\frac{11 \cdot 0,014}{14 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} = 135 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Коэффициент влаговыпадения ξ равен:

$$\xi = \frac{13 - 8}{0,24(29 - 12)} = 1,225.$$

Определяем значение A для хладоносителя воды при нагревании (см. табл. 25):

$$A = 1190 + 21,36 \cdot 9,5 - 0,044 \cdot 9,5^2 = 1392.$$

Принимая скорость воды в трубках $v_{\text{ж}}=1$ м/сек, находим значение числа Re:

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{ж}} d_{\text{в}}}{\nu_{\text{ж}}} = \frac{1 \cdot 0,012}{1,412 \cdot 10^{-6}} = 8,5 \cdot 10^3.$$

В соответствии с графиком (рис. 88) поправка на величину $\alpha_{\text{вн}}$ при полученном значении $\text{Re}=8,5 \cdot 10^3$ равна $\psi=1$. Пользуясь выражением VI-68, получим:

$$\alpha_{\text{в}} = 1392 \frac{1^{0,8}}{0,012^{0,2}} = 3380 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Предполагая, что число рядов будет более 6, и принимая значение поправочного коэффициента на число рядов $\beta_1=0,85$, находим значение коэффициента теплопередачи с помощью выражения VI-65

$$K = \frac{1}{\frac{1}{0,85 \cdot 1,225 \cdot 135} + \frac{0,001}{39} + \frac{1 \cdot 0,014}{3380 \cdot 0,012}} = 134 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Поскольку температура поверхности охлаждения выше 0° , возникновение снеговой шубы исключается, вследствие чего на полученное значение K поправка Δ не вводится.

Количество тепла, отводимого от воздуха в воздухоохладителе,

$$Q_0 = 5000 (13 - 8) = 25000 \text{ ккал/ч.}$$

Количество тепла, содержащееся в выпавшем конденсате,

$$Q_K = 5000 \cdot 11 \frac{(10 - 8,5)}{1000} = 82,5 \text{ ккал/ч.}$$

Необходимая поверхность трубчатого воздухоохладила

$$F = \frac{25000 - 82,5}{131 \left(\frac{29 + 12}{2} - 8 \right)} = 14,81 \text{ м}^2.$$

Рассмотрим далее решение этого примера в системе единиц СИ.

Исходные данные для расчета будут иметь следующие значения: количество охлаждаемого воздуха $5000 : 3600 = 1,389 \text{ кг/сек}$; $t_n = 29^\circ$; $I_n = 13 \cdot 4,1868 = 54,43 \text{ кДж/кг сух. возд}$; $d_n = 10 \text{ г/кг сух. возд}$; $\varphi_n = 40\%$; $t_k = 12^\circ$; $I_k = 8 \cdot 4,1868 = 33,49 \text{ кДж/кг сух. возд}$; $d_k = 8,5 \text{ г/кг сух. возд}$; $\varphi_k = 95\%$.

Проведя на $I-d$ -диаграмме (приложение II, б) луч охлаждения и осушения воздуха аналогично предыдущему, получим $t_n = 11^\circ$. Средняя температура хладоносителя

$$t_{cp} = 11 - 3 = 8^\circ.$$

При скорости воздуха в просветах между трубками $v = 11 \text{ м/сек}$, $d_n = 0,014 \text{ м}$ и $d_b = 0,012 \text{ м}$ с помощью формулы VI-66' находим коэффициент теплообмена при коридорном расположении труб:

$$\alpha_n = 0,21 \frac{2,56 \cdot 10^{-2}}{0,014} \left(\frac{11 \cdot 0,014}{14 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} = 157 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где $2,56 \cdot 10^{-2} = 2,16 \cdot 10^{-2} \cdot 1,163$ — коэффициент теплопроводности, $\text{Вт/м} \cdot \text{град}$.

Коэффициент влаговываждения ξ равен:

$$\xi = \frac{54,43 - 33,49}{1,0048 (29 - 12)} = 1,225,$$

где $1,0048 = 0,24 \cdot 4,1868$ — средняя удельная теплоемкость воздуха, $\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$.

Для хладоносителя воды при нагревании значение коэффициента A (см. табл. 25) при использовании его для расчетов в системе СИ будет равно:

$$A = 1,163 (1190 + 21,36 \cdot 9,5 - 0,044 \cdot 9,5^2) = 1^\circ 18,9.$$

При скорости воды в трубках $v_{ж} = 1 \text{ м/сек}$ по формуле VI-68 находим α_b :

$$\alpha_b = 1618,9 \frac{1^{0,8}}{0,012^{0,2}} = 3931 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Если число рядов труб более 6 и коэффициент $\beta_1=0,85$, то значение коэффициента K вычисляем по формуле (VI-65):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1,225 \cdot 0,85 \cdot 157} + \frac{0,001}{45,36} + \frac{1}{3931} \cdot \frac{0,014}{0,012}} = 155,8 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Количество тепла, отводимого от воздуха в воздухоохладителе, будет равно:

$$Q_o = 1,389(54,43 - 33,49) = 29,075 \text{ кВт, или } 29\,075 \text{ вт.}$$

Количество тепла, отводимого с выпадающим конденсатом:

$$Q_k = 1,389 \cdot 46(10 - 8,5) 10^{-3} = 0,093 \text{ кВт, или } 96 \text{ вт.}$$

Необходимая поверхность гладкотрубного воздухоохладителя составит:

$$F = \frac{29\,075 - 96}{155,8 \left(\frac{29 + 12}{2} - 8 \right)} = 14,81 \text{ м}^2.$$

§ 7. РАСЧЕТ ОРИГИНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ РЕБРИСТЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

Наряду с гладкотрубными воздухоохладителями в технике кондиционирования воздуха широко применяют и ребристые теплообменные аппараты, обладающие большей компактностью и меньшим расходом труб по сравнению с гладкотрубными.

Излагаемый ниже метод расчета оригинальных ребристых воздухоохладителей разработан А. Г. Ткачевым и Г. Н. Даниловой [Л. 25].

Определение общего коэффициента теплопередачи для ребристых труб усложняется тем, что по высоте ребра температура изменяется. У поверхности трубы ее значение минимальное, с удалением к кромке ребра она постепенно повышается, при этом средняя температура поверхности ребра оказывается выше, чем температура поверхности трубы. Различие температуры поверхности ребра и температуры поверхности трубы обуславливает различную интенсивность теплообмена вследствие различных температурных напоров. Поэтому общее количество отведенного тепла можно рассматривать как сумму, состоящую из тепла, отведенного поверхностью трубы, и тепла, отведенного поверхностью ребер:

$$Q_o = Q_T + Q_p, \quad (\text{VI-71})$$

где Q_o — общее количество отведенного тепла, ккал/ч;

Q_T — количество тепла, отведенное от поверхности трубы, ккал/ч;

Q_p — количество тепла, отведенное от поверхности оребрения, ккал/ч.

Если величину полного теплового потока Q_o отнести к некоторой условной поверхности F , в качестве которой принять гладкую

поверхность (без ребер), то величина Q_0 может быть выражена в следующем виде:

$$Q_0 = KF(t_{св} - t_{ср.хл}) \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{VI-72})$$

где K — коэффициент теплопередачи, отнесенный к 1 м^2 условной поверхности, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

F — условная поверхность теплообмена, м^2 ;

$t_{св}$ — средняя температура охлаждаемого воздуха;

$t_{ср.хл}$ — средняя температура хладоносителя, протекающего в трубках воздухоохладителя.

Пренебрегая термическим сопротивлением стенок труб, коэффициент теплопередачи K можно определить с помощью выражения

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вп}} + \frac{1}{\alpha_{нп}} \cdot \frac{d_{нп}}{d_{вн}}} \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град]}, \quad (\text{VI-73})$$

где $\alpha_{нп}$ — коэффициент теплообмена между воздухом и условной поверхностью ребристой трубы, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

$\alpha_{вп}$ — коэффициент теплообмена между хладоносителем и внутренней поверхностью стенки трубы, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

$d_{нп}$ и $d_{вн}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы, м .

Величину $\alpha_{вп}$ можно определять по формуле VI-68 в зависимости от вида хладоносителя, скорости его движения, внутреннего диаметра трубы и т. п.

Если обозначить через F_T поверхность гладкой части трубы, приходящуюся на 1 м ее длины, а через F_p — ребристую поверхность, также приходящуюся на 1 м длины трубы, то выражение (VI-71) можно написать в следующем виде:

$$Q_{01} = \alpha_T F_T (t_{св} - t_T) + \alpha_p F_p (t_{св} - t_p) \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{VI-74})$$

где Q_{01} — полное количество отведенного от воздуха тепла, отнесенное к 1 м длины элемента ребристого воздухоохладителя, ккал/ч ;

α_p и α_T — коэффициенты теплообмена соответственно ребристой и гладкой поверхностей, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

t_T — температура гладкой поверхности трубы;

t_p — температура ребристой поверхности трубы.

В свою очередь величина Q_{01} может быть выражена и в другом виде:

$$Q_{01} = \alpha_{н1} F_1 (t_{св} - t_T) \text{ [ккал/ч]}, \quad (\text{VI-75})$$

где $\alpha_{н1}$ — коэффициент теплообмена, отнесенный к 1 м^2 условной поверхности F_1 , $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

F_1 — условная поверхность 1 м длины элемента ребристого воздухоохладителя.

Решив совместно выражения VI-74 и VI-75 относительно $\alpha_{н1}$ и приняв, что $\alpha_p = \alpha_t$, получим:

$$\alpha_{н1} = \alpha_p \left(\frac{t_{св} - t_p}{t_{св} - t_t} \cdot \frac{F_p}{F_1} + \frac{F_t}{F_1} \right) [\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}]. \quad (\text{VI-76})$$

Если теплообмен сопровождается выпадением конденсата из охлаждаемого воздуха, то полученное значение $\alpha_{н1}$ из выражения (VI-76) должно быть умножено на коэффициент влаговываждения ξ , т. е.

$$\alpha_{нп} = \alpha_{н1} \xi [\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}]. \quad (\text{VI-77})$$

Для определения α_p можно с достаточным для практических расчетов приближением пользоваться формулой, справедливой только при круглой форме ребер:

$$\alpha_p = \alpha_t \left[1 - 0,18 \left(\frac{h}{l'} \right)^{0,63} \right] [\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}]. \quad (\text{VI-78})$$

В этой формуле h — высота ребра, l' — просвет между ребрами (рис. 89).

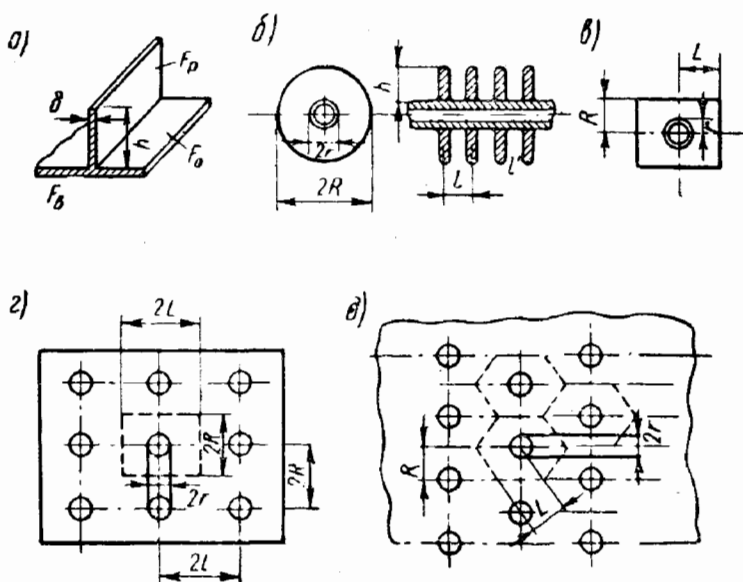


Рис. 89. Типы ребристых поверхностей:

а — прямые ребра; б — круглые ребра; в — прямоугольные (угловые) ребра; г — связанные ребра на коридорном пучке; д — связанные ребра на шахматном пучке

Формулу VI-78 можно написать и в другом виде, если заменить ширину просвета между ребрами величиной l (рис. 89, б)

$$\alpha_p = \alpha_t \left[1 - 0,25 \left(\frac{h}{l} \right)^{0,5} \right] [\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}]. \quad (\text{VI-79})$$

Величину коэффициента теплообмена между воздухом и гладкой поверхностью трубы (α_T) можно найти с помощью выражений VI-66 или VI-67.

При отсутствии необходимых расчетных формул для определения α_p в случае прямоугольной формы ребер или пучков труб со связанными ребрами можно пользоваться формулой VI-79. Однако при этом следует иметь в виду, что значение α_p для пучков со связанными ребрами практически больше, чем получаемые по формулам VI-78 и VI-79.

Отношение

$$\frac{t_{св} - t_p}{t_{св} - t_T}$$

зависит от формы ребра, его размеров и теплопроводности материала, из которого сделано ребро. Это отношение называют степенью эффективности ребра.

Для прямых и спирально навитых ребер (рис. 89, а) приведенное выше отношение разностей температур определяют из следующей зависимости:

$$\frac{t_{св} - t_p}{t_{св} - t_T} = \frac{\text{th}(mh)}{mh}, \quad (\text{VI-80})$$

где

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_p}{\lambda\delta}} [1/\text{м}];$$

λ — коэффициент теплопроводности материала ребра, ккал/м·ч·град;

δ — толщина ребра, м;

h — высота ребра, м;

th — гиперболический тангенс.

Для ребер треугольного сечения толщина ребра

$$\delta = \frac{3}{4} \delta_0,$$

где δ_0 — толщина основания ребра.

При круглой форме ребер (рис. 89, б) вместо высоты ребра принимается h' , равная

$$h' = h(1 + 0,35 \ln \rho), \quad (\text{VI-81})$$

где

$$\rho = \frac{R}{r}, \quad h = R - r.$$

Для прямоугольных ребер (рис. 89, в) величину h' определяют по выражению

$$h' = h(1 + 0,35 \ln \rho'), \quad (\text{VI-82})$$

где

$$\rho' = 1,28\rho \sqrt{\frac{L}{R} - 0,2}. \quad (\text{VI-83})$$

Для пучков труб со связанными ребрами при коридорном расположении величину h' находят по формулам VI-82 и VI-83; при этом значения L и R принимают согласно рис. 89, з.

При шахматном расположении труб (рис. 89, д) значение ρ' определяется зависимостью

$$\rho' = 1,27\rho \sqrt{\frac{L}{R} - 0,3}. \quad (\text{VI-84})$$

Исследованиями установлено, что с увеличением скорости воздуха, проходящего через ребристый воздухоохладитель, величина α_p увеличивается, а отношение температурных напоров

$$\frac{t_{\text{св}} - t_p}{t_{\text{св}} - t_T}$$

уменьшается. С увеличением высоты ребра это отношение также уменьшается, но вместе с тем увеличивается поверхность оребрения. Таким образом, из изложенного следует, что произвольный выбор высоты ребра или скорости воздуха может привести к снижению технико-экономических показателей ребристых воздухоохладителей.

Оптимальное значение отношения

$$\frac{t_{\text{св}} - t_p}{t_{\text{св}} - t_T}$$

находится в пределах $0,7 \div 0,9$.

Оптимальное отношение между скоростью воздуха и высотой ребра принимают:

при свободном движении воздуха из отношения

$$\frac{h}{2r} = 0,5 \div 0,4;$$

при вынужденном движении воздуха — по табл. 26.

Т а б л и ц а 26

| Скорость воздуха, м/сек | $\frac{h}{2r}$ |
|----------------------------|----------------|
| 5 | 0,4 — 0,35 |
| 10 | 0,35 — 0,30 |
| 15 | 0,30 — 0,27 |
| 20 | 0,27 — 0,25 |

Ширину просвета между ребрами следует принимать с таким расчетом, чтобы она была больше удвоенной толщины пограничного слоя.

Известно, что чем больше скорость воздуха, тем меньше толщина пограничного слоя тепло- и влагообмена.

Следовательно, с увеличением скорости просвет между ребрами необходимо соответственно уменьшить. Из выражения VI-79 видно, что при меньшем просвете и коэффициент α_p будет меньше. Сохранение значения α_p за счет уменьшения высоты ребра приводит к уменьшению ребристой поверхности.

Практикой установлены следующие пределы оптимальных значений отношения

$$\frac{h}{l} = 3 \div 7.$$

Верхний предел (7) принимают при малых скоростях движения воздуха. Практически просвет между ребрами делают не менее 5 мм. Толщина ребра обычно находится в пределах 0,8—1,5 мм (в последнее время толщина ребер принимается значительно меньше, т. е. порядка 0,2÷0,4 мм).

Оптимальная толщина ребра определяется из соотношения

$$\delta = 0,07r.$$

Необходимую поверхность ребристого воздухоохладителя можно найти по формуле

$$F = \frac{L [(I_n - I_k) - q]}{K \Delta t} \text{ [м}^2\text{]}. \quad (\text{VI-85})$$

При температуре поверхности воздухоохладителя выше 0° величина q равна теплосодержанию выпавшего конденсата (имеющего температуру поверхности воздухоохладителя):

$$q = t_n (d_n - d_k) 10^{-3} \text{ [ккал/кг сух. возд]}. \quad (\text{VI-86})$$

При температуре поверхности ниже 0°

$$q = (0,5t_n - 80) (d_n - d_k) 10^{-3} \text{ [ккал/кг сух. возд]}. \quad (\text{VI-87})$$

На рис. 90 изображен ребристый воздухоохладитель, состоящий из труб, центробежного вентилятора, электродвигателя и кожуха, в который заключены ребристые элементы.

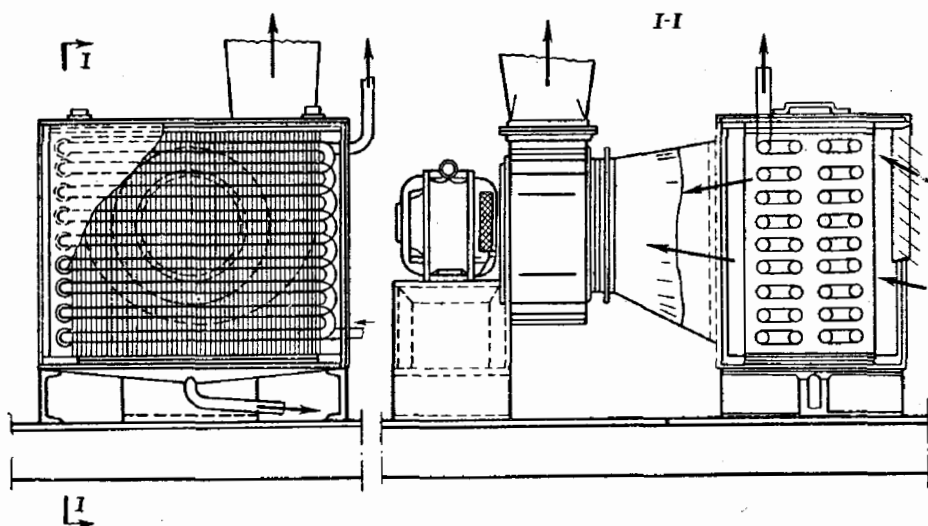


Рис. 90. Ребристый воздухоохладитель

В нижней части воздухоохладителя расположен поддон для сбора выпадающего конденсата, снабженный спускной трубкой для отвода конденсата в канализацию.

Скорость воздуха в живом сечении воздухоохладителя рекомендуется принимать не выше 6 м/сек во избежание уноса конденсата.

Пример. Рассчитать ребристый воздухоохладитель для охлаждения и осушения воздуха. Начальные параметры воздуха: $t_n = 32^\circ$, $\varphi_n = 50\%$, $I_n = 16,8$ ккал/кг сух. возд, $d_n = 15$ г/кг сух. возд.

Конечные параметры воздуха: $t_k = 20^\circ$, $\varphi_k = 95\%$, $I_k = 13,4$ ккал/кг сух. возд, $d_k = 14,4$ г/кг сух. возд. Количество охлаждаемого воздуха $L = 22\,000$ кг/ч.

Решение. Принимаем ребристый воздухоохладитель с круглыми латунными ребрами. Высота ребра $h = 10$ мм, толщина ребра $\delta = 0,26$ мм. Трубки латунные диаметром 16/13 мм. Шаг навивки ребер $l = 5$ мм. Расстояние между трубками $S_1 = S_2 = 38$ мм. Поверхность ребер на 1 пог. м трубы составит:

$$F_p = 0,462 \text{ м}^2/\text{пог. м.}$$

Поверхность 1 м самой трубы будет равна:

$$F_T = 0,0441 \text{ м}^2/\text{пог. м.}$$

Полная наружная поверхность трубы длиной 1 м будет равна:

$$F = 0,5061 \text{ м}^2/\text{пог. м.}$$

Проведя на $I - d$ -диаграмме прямую через точки, соответствующие начальному и конечному состояниям воздуха, до пересечения с кривой $\varphi = 100\%$, найдем среднюю температуру поверхности воздухоохладителя $t_{\text{п}} = 19,2^\circ$.

Количество тепла, отводимого от воздуха в воздухоохладителе, равно:

$$Q = 22\,000 (16,8 - 13,4) = 74\,700 \text{ ккал/ч.}$$

Принимая скорость воздуха в просветах воздухоохладителя $v = 6$ м/сек, вычислим значение критерия Рейнольдса.

Средняя температура воздуха, проходящего через воздухоохладитель, равна:

$$t_c = \frac{32 + 20}{2} = 26^\circ.$$

При этой температуре $\nu = 15,44 \cdot 10^{-6}$, $\lambda = 2,258 \cdot 10^{-2}$

$$Re = \frac{6 \cdot 0,016}{15,44 \cdot 10^{-6}} = 6210.$$

При коридорном расположении труб $\alpha_n = \alpha_T$ вычисляем по формуле VI-66:

$$\alpha_T = 0,21 \frac{2,258 \cdot 10^{-2}}{0,016} \cdot 6210^{0,65} = 85,3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Введя поправочный множитель 0,85 на число рядов, получим расчетное значение α_T :

$$\alpha_T = 0,85 \cdot 85,3 = 72,3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Пользуясь формулой VI-79, находим значение коэффициента α_p :

$$\alpha_p = 72,3 \left[1 - 0,25 \left(\frac{0,01}{0,005} \right)^{0,5} \right] = 46,6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Отношение разностей температур (степень эффективности ребра) будет равно:

$$\frac{t_{св} - t_p}{t_{св} - t_T} = \frac{th(mh')}{mh}$$

$$\rho = \frac{R}{r} = \frac{0,018}{0,008} = 2,25.$$

Для круглых ребер h' определяем по формуле VI-81:

$$h' = 0,01 (1 + 0,35 \cdot 2,3 \cdot 0,353) = 0,01284;$$

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 46,6}{73 \cdot 0,00026}} = 70,3,$$

где 73 — коэффициент теплопроводности латуни.

$$mh' = 70,3 \cdot 0,01284 = 0,902; th(mh') = 0,7173.$$

$$\frac{t_{св} - t_p}{t_{св} - t_T} = \frac{0,7173}{0,902} = 0,794.$$

Далее определяем величину условной поверхности F_1 на 1 м длины трубы:

$$F_1 = 3,14 \cdot 0,016 = 0,0502 \text{ м}^2/\text{м}.$$

Значение коэффициента влаговыпадения равно:

$$\xi = \frac{16,8 - 13,4}{0,24(32 - 20)} = 1,18.$$

Пользуясь формулами VI-76 и VI-77, находим:

$$\alpha_{нп} = 1,18 \cdot 46,6 \left(0,794 \frac{0,462}{0,0502} + \frac{0,0441}{0,0502} \right) = 448 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Приравняв найденную с помощью $I-d$ -диаграммы среднюю температуру поверхности воздухоохладителя $t_{п} = 19,2^\circ$ средней температуре ребра, определим среднюю разность температур между воздухом и поверхностью ребер:

$$\Delta t_{ср} = t_{св} - t_{п} = \frac{32 + 20}{2} - 19,2 = 6,8^\circ.$$

Перепад температур между воздухом и неоребреной поверхностью находим из соотношения (VI-80):

$$\frac{6,8}{t_{св} - t_T} = 0,794, \text{ откуда } t_{св} - t_T = \frac{6,8}{0,794} = 8,55^\circ.$$

Так как $t_{с.в} = 26^\circ$, то $t_T = 26 - 8,55 = 17,45^\circ$.

В качестве хладоносителя применяется вода, среднюю температуру которой принимают на 2° ниже температуры неоребреной поверхности, т. е.

$$t_{ср.в} = 17,45 - 2 = 15,45^\circ.$$

Величину коэффициента теплообмена между внутренней поверхностью трубы и хладоносителем (водой) находим по формуле VI-68, принимая скорость воды в трубах $v_{ж} = 1,0 \text{ м/сек}$.

Для теплоносителя воды при нагревании значение коэффициента A (см. табл. 25) равно:

$$A = 1190 + 21,35 \cdot t - 0,044t^2,$$

где

$$t = \frac{t_{\Gamma} + t_{\text{ср.в}}}{2} = \frac{17,45 + 15,45}{2} = 16,45^{\circ}.$$

Отсюда

$$A = 1190 + 21,35 \cdot 16,45 - 0,044 \cdot 16,45 = 1523,$$

$$\alpha_{\text{в}} = 1523 \frac{1^{0,8}}{0,013^{0,2}} = 2293 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Значение коэффициента ψ в данном случае равно 1.

Пользуясь выражением (VI-73), находим значение коэффициента теплопередачи K :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{448} + \frac{1}{2293} \cdot \frac{0,016}{0,013}} = 361 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Так как $K\Delta t = \alpha_{\text{вп}} (t_{\text{св}} - t_{\Gamma})$, находим величину перепада температур Δt между средней температурой воздуха и средней температурой охлаждающей воды:

$$\Delta t = \frac{448 (26 - 17,45)}{361} = 10,61^{\circ}.$$

Средняя температура охлаждающей воды будет равна:

$$t_{\text{в.ср}} = 26 - 10,61 = 15,39^{\circ}.$$

Разность температур в этом случае составит:

$$t_{\Gamma} - t_{\text{в.ср}} = 17,45 - 15,39 = 2,06^{\circ}.$$

Поскольку температурный перепад охлаждающей воды рекомендуется принимать в пределах $2-3^{\circ}$, то, приняв его равным 3° , найдем начальную температуру воды, поступающей в воздухоохладитель:

$$t_{\text{нв}} = 15,39 - \frac{3}{2} = 13,89^{\circ}.$$

Расход воды в этом случае составит:

$$W = \frac{74700}{3} = 24850 \text{ кг/ч}.$$

Необходимая общая условная поверхность воздухоохладителя:

$$F = \frac{74700}{361 (26 - 15,39)} = 19,4 \text{ м}^2.$$

Общая длина ребристых труб будет равна:

$$\sum l = \frac{19,4}{\pi \cdot 0,016} = 386 \text{ м}.$$

При длине каждой трубы $l = 1,6 \text{ м}$ общее их число составит 240 шт.

Компоновку ребристого воздухоохладителя следует производить в соответствии с принятыми значениями скорости воздуха и скорости воды в трубках.

Если охлаждающая поверхность воздухоохладителя имеет температуру ниже 0° , то выделяющаяся из воздуха влага замерзает на ней в виде инея. Образующаяся при этом на трубах «снеговая шуба» ухудшает условия теплообмена вследствие уменьшения живого сечения для прохода воздуха. Во избежание этого при появлении «снеговой шубы» необходимо периодически оттаивать трубы, т. е. производить так называемую дефростацию кондиционера. Однако следует заметить, что в большинстве случаев в условиях комфортного кондиционирования трубы не обмерзают.

В тех случаях, когда все же приходится производить периодическую дефростацию кондиционера, этот процесс может быть автоматизирован. Для этой цели на выходе воздуха из кондиционера следует подвешивать легкую металлическую пластину, которая под действием скорости потока выходящего воздуха будет поддерживаться почти в горизонтальном положении. По мере образования «снеговой шубы» и соответствующего уменьшения скорости воздуха пластинка начинает опускаться вниз. С пластинкой соединен ртутный выключатель — меркоид, который при определенном угле поворота пластинки отключает кондиционер от источника холода. Теплый же воздух продолжает проходить через кондиционер, в результате чего в течение непродолжительного времени «снеговая шуба», образовавшаяся на трубах, тает, после чего дефростационный механизм снова открывает клапан подачи хладоносителя в кондиционер.

Рассмотренный выше метод целесообразно применять при расчете оригинальных конструкций ребристых поверхностных воздухоохладителей.

§ 8. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ ОРЕБРЕННЫХ НЕОРОШАЕМЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ ПО МЕТОДУ Е. Е. КАРПИСА

В настоящее время в инженерной практике широко применяют типовые оребренные поверхностные воздухоохладители (см. рис. 63); технические характеристики некоторых из этих охладителей приведены в табл. 20.

Для расчета типовых поверхностных оребренных воздухоохладителей можно пользоваться методом, разработанным Е. Е. Карписом [Л. 2].

В 1961 г. Е. Е. Карпис на основании своих исследований установил расчетные зависимости для определения коэффициента полной теплопередачи типовых оребренных поверхностных воздухоохладителей и предложил метод расчета, основанный на использовании этих коэффициентов.

В этом методе необходимая поверхность теплообмена воздухоохлаждителя определяется по формуле

$$F = \frac{Q_{\text{охл}}}{K_{\text{п}} \Delta t_{\text{сл}}} \text{ [м}^2\text{]}, \quad (\text{VI-88})$$

где $Q_{\text{охл}} = L(I_{\text{н}} - I_{\text{к}})$ — полное количество тепла, отводимого от воздуха в воздухоохлаждителе, *ккал/ч*;

$I_{\text{н}}$ и $I_{\text{к}}$ — начальное и конечное теплосодержание обрабатываемого воздуха, *ккал/кг сух. возд*;

L — количество обрабатываемого воздуха, *кг/ч*;

$K_{\text{п}}$ — коэффициент полной теплопередачи, *ккал/м² · ч · град*;

$\Delta t_{\text{сл}}$ — среднелогарифмическая разность температур, *град*.

Среднелогарифмическая разность температур между воздухом и водой определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{сл}} = \frac{\Delta t_{\text{б}} - \Delta t_{\text{м}}}{2,31g \frac{\Delta t_{\text{б}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \eta \text{ [град]}. \quad (\text{VI-89})$$

Значения $\Delta t_{\text{б}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$ зависят от взаимного направления движения воздуха и хладоносителя (воды):

при перекрестно-параллельном токе

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{сн}} - t_{\text{вн}}; \quad (\text{VI-90})$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{ск}} - t_{\text{вк}}; \quad (\text{VI-91})$$

при перекрестно-противоточном движении воздуха и хладоносителя

$$\Delta t_{\text{б}} = t_{\text{сн}} - t_{\text{вк}}; \quad (\text{VI-92})$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_{\text{ск}} - t_{\text{вн}}; \quad (\text{VI-93})$$

где $t_{\text{сн}}$ и $t_{\text{ск}}$ — начальная и конечная температуры воздуха по сухому термометру, *град*;

$t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{вк}}$ — начальная и конечная температуры воды, *град*.

По данным исследования автора описываемого метода конечную температуру хладоносителя (воды) рекомендуется принимать:

при перекрестно-параллельном движении воздуха и хладоносителя

$$t_{\text{вк}} \leq t_{\text{рк}} - 3 \text{ [град]}, \quad (\text{VI-94})$$

при перекрестно-противоточном движении их

$$t_{\text{вк}} \leq t_{\text{рк}} - 1 \text{ [град]}, \quad (\text{VI-95})$$

где $t_{\text{рк}}$ — температура точки росы конечного состояния воздуха, *град*.

Коэффициент η , входящий в формулу VI-89, учитывает влияние перекрестного движения воздуха и хладоносителя. Значения этого поправочного коэффициента находят по графику (рис. 91) в зависимости от значений безразмерных величин R и M , определяемых из выражений

$$R = \frac{t_{пк} - t_{пн}}{t_{сн} - t_{ск}}; \quad M = \frac{t_{сн} - t_{ск}}{t_{сн} - t_{пн}}.$$

При числе рядов более 6 величину поправочного коэффициента, по данным Е. Е. Карписа, можно принимать равной 1,0.

Коэффициент полной теплопередачи $K_{п}$ определяют с помощью следующих эмпирических зависимостей [Л. 18].

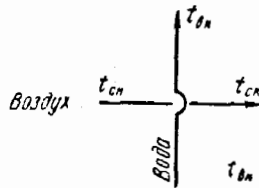
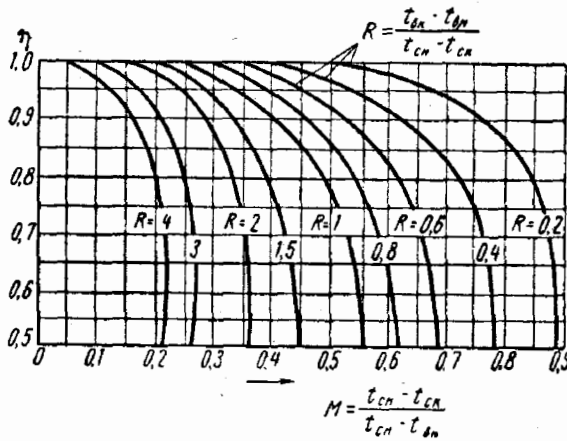


Рис. 91. График для определения поправочного коэффициента R при перекрестном токе воздуха и воды

Для процессов охлаждения при сохранении постоянного влагосодержания:

при числе рядов $z=4$

$$K_{п} = K_{я} = 8,36 (\nu\gamma)^{0,44} (\omega)^{0,18}; \quad (\text{VI-96})$$

при числе рядов $z=8$

$$K_{п} = K_{я} = 8,4 (\nu\gamma)^{0,57} (\omega)^{0,13}. \quad (\text{VI-97})$$

Для процессов охлаждения и осушения воздуха:
при числе рядов $z=4$

$$K_{\Pi} = 8,82 (v\gamma)^{0,29} (\omega)^{0,22} (\bar{T})^{-0,6}; \quad (\text{VI-98})$$

при числе рядов $z=8$

$$K_{\Pi} = 12,8 (v\gamma)^{0,35} (\omega)^{0,25} (\bar{T})^{-0,38}, \quad (\text{VI-99})$$

где $v\gamma$ — весовая скорость воздуха в живом сечении поверхностного оребренного воздухоохладителя, $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{сек}$;

ω — скорость воды в трубках воздухоохладителя, $\text{м}/\text{сек}$;

$\bar{T} = \frac{t_{\text{сн}} - t_{\text{мн}}}{t_{\text{сн}} - t_{\text{вн}}}$ — температурный критерий, учитывающий влияние

начальных параметров воздуха и воды;

$t_{\text{сн}}$ и $t_{\text{мн}}$ — начальные параметры воздуха по сухому и мокрому термометрам;

$t_{\text{вн}}$ — начальная температура воды, град .

Весовая скорость воздуха определяется по формуле

$$v\gamma = \frac{L}{f_{\text{ж}} \cdot 3600} [\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{сек}], \quad (\text{VI-100})$$

где L — количество обрабатываемого воздуха, $\text{кг}/\text{ч}$;

$f_{\text{ж}}$ — живое сечение воздухоохладителя для прохода воздуха, м^2 .

Скорость движения хладоносителя (воды) по трубкам воздухоохладителя определяют с помощью выражения

$$\omega = \frac{Q_{\text{охл}}}{\Delta t_{\text{в}} \cdot 1000 \cdot 3600 f_{\text{т}}} [\text{м}/\text{сек}], \quad (\text{VI-101})$$

где $\Delta t_{\text{в}}$ — температурный перепад хладоносителя (принимаемый в пределах $\Delta t_{\text{в}} = 2-3^\circ$);

$f_{\text{т}}$ — живое сечение трубок для прохода хладоносителя, м^2 .

Значение весовой скорости воздуха рекомендуется принимать в пределах от 3 до 6 $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{сек}$, а величину скорости движения хладоносителя — от 0,5 до 1,5 $\text{м}/\text{сек}$.

Таким образом, зная величины $v\gamma$, ω и \bar{T} , можно определить значение K_{Π} , а затем по формуле VI-88 найти искомую величину F . По полученному значению F подбирают типовые секции воздухоохладителя, суммарную поверхность которых принимают с запасом в пределах 15—20%. Воздухоохладитель может состояться из секций одинаковой и различной рядности. Если воздухоохладитель составляют из нескольких типовых секций, то соединять их по хладоносителю рекомендуется последовательно, поскольку это позволяет увеличить K_{Π} .

После подбора и компоновки типовых секций определяют гидравлическое сопротивление по воздуху.

Сопrotивление алюминиевых поверхностных оребренных воздухоохлаждателей конструкции НИИ сантехники с гладкими ребрами, не имеющими гофр, определяют по формуле

$$\Delta h_1 = 0,062zm(v\gamma)^{1,7} \text{ [кГ/м}^2\text{]}. \quad (\text{VI-102})$$

Для стальных воздухоохлаждателей конструкции НИИ сантехники с навивными ребрами, имеющими гофры в месте примыкания ребер к трубам, гидравлическое сопротивление по воздуху определяют по выражению

$$\Delta h_2 = 0,11zm(v\gamma)^{1,86} \text{ [кГ/м}^2\text{]}, \quad (\text{VI-103})$$

где z — число рядов, последовательно расположенных по ходу движения воздуха;

m — коэффициент, принимаемый для процессов охлаждения при постоянном влагосодержании, равным 1; для процессов охлаждения и осушения равным 1,5; при орошении равным 2.

Пример. Рассчитать поверхностный оребренный воздухоохлаждатель для охлаждения и осушения воздуха в количестве $L = 20\,000$ кг/ч. Начальное состояние воздуха определяется следующими параметрами: $t_{\text{сн}} = 30^\circ$; $\varphi_{\text{н}} = 50\%$; $I_{\text{н}} = 15,5$ ккал/кг сух. возд; $d_{\text{н}} = 13,6$ г/кг сух. возд; $t_{\text{рн}} = 18,5^\circ$; $t_{\text{мн}} = 21,9^\circ$.

Конечное состояние воздуха должно характеризоваться параметрами: $t_{\text{ок}} = 15^\circ$; $\varphi_{\text{к}} = 95\%$; $I_{\text{к}} = 9,8$ ккал/кг сух. возд; $d_{\text{к}} = 10,3$ г/кг сух. возд; $t_{\text{рк}} = 14,2^\circ$; $t_{\text{мк}} = 14,5^\circ$. В качестве хладоносителя принимается вода.

Решение. Предполагается к установке воздухоохлаждатель, состоящий из стальных типовых трех- и четырехрядных секций конструкции НИИ сантехники с номинальной производительностью 20 000 м³/ч (типа Кд2004т — 01г и Кд2004т — 02г).

Живое сечение для прохода воздуха $f_{\text{ж}} = 0,88$ м², а для прохода воды $f_{\text{т}} = 0,00762$ м². Соединять секции по воздуху и по воде предполагается последовательно.

Количество тепла, отводимого от воздуха, равно:

$$Q_{\text{охл}} = 20\,000(15,5 - 9,8) = 114\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Весовая скорость воздуха в живом сечении воздухоохлаждателя:

$$v\gamma = \frac{20\,000}{3600 \cdot 0,88} = 6,31 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек.}$$

Температурный перепад охлаждающей воды принимаем $\Delta t_{\text{в}} = 3^\circ$, с учетом чего находим скорость движения воды в трубках воздухоохлаждателя

$$w = \frac{114\,000}{3 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0,00762} = 1,39 \text{ м/сек.}$$

Принимая перекрестно-противоточное движение воды и воздуха, по формуле VI-95 находим конечную температуру воды

$$t_{\text{эк}} \leq 14,2 - 1 = 13,2^\circ.$$

Для дальнейшего расчета примем $t_{\text{вк}} = 13^\circ$. Начальная температура воды в этом случае будет равна

$$t_{\text{вн}} = 13 - 3 = 10^\circ.$$

Значение температурного критерия равно:

$$\bar{T} = \frac{30 - 21,9}{30 - 10} = 0,405.$$

Предполагая, что число рядов труб будет не менее 8, для определения коэффициента полной теплопередачи используем формулу VI-99:

$$K_{п} = 12,8 \cdot 6,31^{0,35} \cdot 1,39^{0,25} \cdot 0,405^{-0,38} = 37,1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Среднегарифмическая разность температур согласно формуле VI-89 равна (при перекрестно-противоточном движении)

$$\Delta t_{с.л} = \frac{(30 - 13) - (15 - 10)}{2,3 \lg \frac{30 - 13}{15 - 10}} \cdot 1 = 9,8^\circ.$$

Необходимая поверхность воздухоохладителя в данном случае составит:

$$F = \frac{114\,000}{37,1 \cdot 9,8} = 313,5 \text{ м}^2.$$

К установке принимаем одну трехрядную и две четырехрядные секции; общая поверхность их составит:

$$F_{д} = 100,9 + 2 \cdot 134,5 = 369,9 \text{ м}^2.$$

При этом запас получается равным 18%.

Гидравлическое сопротивление воздухоохладителя по воздуху будет равно:

$$\Delta h_2 = 0,11 \cdot 11 \cdot 1,5 \cdot 6,31^{1,86} = 55,4 \text{ кг/м}^2.$$

Рассмотрим далее, как изменится поверхность теплообмена в том случае, если начальная температура воды была бы равна $t_{вн} = +5^\circ$, а $t_{вк} = 5 + 3 = 8^\circ$. В этом случае

$$\Delta t_{с.л} = \frac{(30 - 8) - (15 - 5)}{2,3 \lg \frac{30 - 8}{15 - 5}} \cdot 1 = 15,12^\circ.$$

Температурный критерий будет равен:

$$\bar{T} = \frac{30 - 21,9}{30 - 5} = 0,336.$$

Коэффициент теплопередачи равен:

$$K_{п} = 12,8 \cdot 6,31^{0,35} \cdot 1,39^{0,25} \cdot 0,336^{-0,38} = 39,9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Необходимая поверхность воздухоохладителя в этом случае составит:

$$F = \frac{114\,000}{39,9 \cdot 15,12} = 188,5 \text{ м}^2.$$

К установке принимаем одну трехрядную и одну четырехрядную секции, общая поверхность которых составляет:

$$F_{д} = 100,9 + 134,5 = 235,4 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности теплообмена составляет 18%, что удовлетворяет условиям расчета.

§ 9. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТНЫХ ОРОШАЕМЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ

По сравнению с неорошаемыми поверхностными воздухоохладителями орошаемые аппараты (см. рис. 65) при относительно небольшом количестве разбрызгиваемой воды могут очищать воздух от пыли и частично удалять из воздуха неприятные запахи. Кроме того, орошение способствует интенсификации процесса тепло- и влагообмена и позволяет поддерживать необходимую влажность воздуха в помещениях в зимний период, когда поверхностные воздухоохладители работают на нагревание воздуха и орошаются нагретой водой.

Увеличение интенсивности тепло- и влагообмена в орошаемых воздухоохладителях в известной мере объясняется дополнительной поверхностью тепло- и влагообмена, создаваемой поверхностью капель разбрызгиваемой воды (которая при обработке экспериментальных данных в расчетную поверхность не входила).

Расчет поверхностных орошаемых воздухоохладителей производится по тому же методу, который был изложен выше (§ 8 гл. VI).

Отличие заключается лишь в том, что значения коэффициента полной теплопередачи определяют по специально полученным формулам:

при числе рядов $z=4$

$$K_n = 17,87 (v\gamma)^{0,23} \omega^{0,37} \bar{T}^{-0,51} \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град]}; \quad (\text{VI-104})$$

при числе рядов $z=8$

$$K_n = 13,8 (v\gamma)^{0,41} \omega^{0,27} \bar{T}^{-0,38} \text{ [ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град]}. \quad (\text{VI-105})$$

Гидравлическое сопротивление воздухоохладителя прохождению воздуха определяется по формуле VI-103, в которой значение коэффициента m следует принимать равным 2.

Коэффициент орошения μ в этих установках принимают в пределах от 0,7 до 1. Следовательно, количество разбрызгиваемой воды будет составлять:

$$\omega = \mu L \text{ [кг/ч]}. \quad (\text{VI-106})$$

Пример. Рассчитать поверхностный орошаемый воздухоохладитель для охлаждения и осушения воздуха в количестве $L=20\,000$ кг/ч. Начальные и конечные параметры воздуха (см. пример в § 8 гл. VI).

Решение. К установке принимаем стальной поверхностный орошаемый воздухоохладитель из стальных труб конструкции НИИ сантехники номинальной производительностью 20 000 м³/ч. Расчетом определяется число секций, встраиваемых в камеру орошения.

Согласно решению примера (§ 8 гл. VI) имеем: $Q_{охл}=114\,000$ ккал/ч; $v\gamma=6,31$ кг/м²·сек; $\omega=1,39$ м/сек.

Начальную температуру охлаждающей воды принимаем равной $t_{вн}=5^\circ$, а конечную $t_{вк}=8^\circ$.

Значение температурного критерия будет равно:

$$\bar{T} = \frac{30 - 21,9}{30 - 5} = 0,336.$$

Пользуясь формулой VI-104 при $z=4$, вычисляем значение коэффициента полной теплопередачи

$$K_p = 17,87 \cdot 6,31^{0,23} \cdot 1,39^{0,37} \cdot 0,336^{-0,51} = 53,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Поскольку число рядов менее 6, находим поправочный коэффициент к среднелогарифмической разности температур. Для этого вычисляем значения M и R :

$$M = \frac{30 - 15}{30 - 5} = 0,6; \quad R = \frac{8 - 5}{30 - 15} = 0,2.$$

По графику (рис. 91) получаем значение коэффициента $\eta=0,97$. В этом случае среднелогарифмическая разность температур будет равна:

$$\Delta t_{ср} = \frac{(30 - 8) - (15 - 5)}{2,31g \frac{30 - 8}{15 - 5}} \cdot 0,97 = 14,68^\circ.$$

Необходимая поверхность теплообмена составит:

$$F = \frac{114000}{53,5 \cdot 14,68} = 145 \text{ м}^2.$$

К установке принимаем две трехрядные секции общей поверхностью $F_d = 2 \cdot 100,9 = 201,8 \text{ м}^2$.

Запас поверхности составляет 39%. Такой сравнительно большой запас объясняется ограниченной номенклатурой типовых секций.

Гидравлическое сопротивление воздухоохладителя по воздуху составит:

$$\Delta h_2 = 0,11 \cdot 6 \cdot 2 \cdot 6,31^{1,86} = 40,7 \text{ кг/м}^2.$$

Глава VII
НЕКОТОРЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ
ТЕПЛОВЛАЖНОСТНОЙ ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА

§ 1. СИСТЕМА ДОУВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА НЕПОСРЕДСТВЕННО
В ПОМЕЩЕНИИ

Такие системы устраивают в ряде цехов многих текстильных предприятий, в которых требуется поддерживать высокую относительную влажность воздуха (55÷60% и более).

Наряду с адиабатическим увлажнением приточного воздуха в камере (центральном кондиционере) с помощью таких специальных систем производится дополнительное доувлажнение непосредственно в самих производственных помещениях.

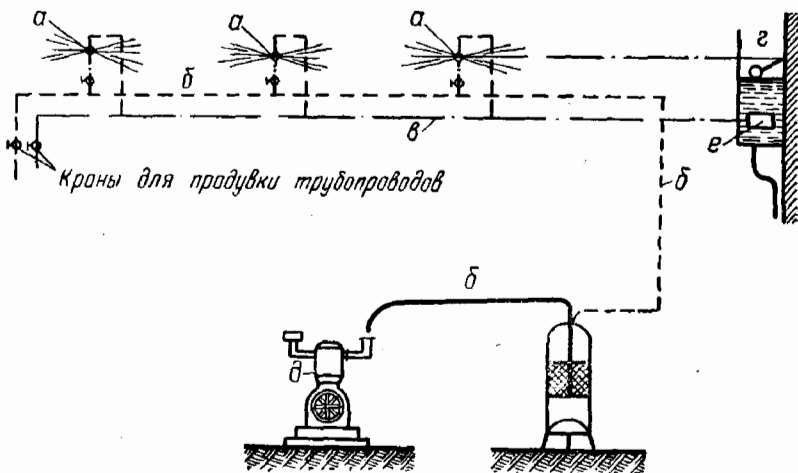


Рис. 92. Схема устройства системы доувлажнения с форсунками
Зими́на — Зо́тикова

Из центрального кондиционера приточный воздух при 90—95% относительной влажности подается в цех, в котором выделяется значительное количество явного тепла при весьма малом выделении влаги. Вследствие этого температура воздуха повышается, но вместе с тем относительная влажность падает ниже установленного технологическими требованиями предела.

Заданное значение относительной влажности поддерживают с помощью специальных форсунок, установленных непосредственно в цехе (обеспечивающих высокую дисперсность капель). Вода, разбрызгиваемая этими форсунками, полностью испаряется. При этом тепло, потребное для испарения воды, обеспечивается за счет из-

бытков явного тепла. Поэтому количество разбрызгиваемой воды системой доувлажнения должно быть равно количеству испаряющейся воды, потребной для повышения относительной влажности воздуха до заданного значения.

Наиболее часто применяют системы доувлажнения, распыляющие воду при помощи сжатого воздуха [см. Л. 44]. На рис. 92 изображена принципиальная схема такого устройства. Эта система состоит из форсунок (пульверизаторов) *а*, трубопровода *б* для подачи сжатого воздуха, трубопровода *в* для подачи воды к форсункам, бачка с шаровым краном *г* и сетчатого фильтра для воды *е*.

Для подачи сжатого воздуха в системе предусмотрен специальный воздушный компрессор *д*. Вода из водопровода поступает в бачок (обычно устанавливаемый на торцовой стене цеха), в котором с помощью шарового крана поддерживается постоянный уровень воды.

Для предотвращения вытекания воды из форсунок при каких-либо случайных перебоях с подачей сжатого воздуха уровень воды в бачке желательно обеспечивать несколько ниже выходного отверстия форсунок, однако он может быть и выше на 2—6 см.

От высоты расположения уровня воды зависит производительность форсунок, причем чем выше уровень воды, тем больше их производительность.

Разбрызгивание (пульверизация) воды форсунками происходит вследствие большой скорости выхода воздуха из кольцевой щели форсунок. Образующееся разрежение в устье ниппеля вызывает подсосывание воды к выходному отверстию, откуда она вместе с воздухом выходит в виде мельчайших капелек.

На рис. 93 изображена распространенная в последние годы форсунка РИД (конструкции А. Н. Рябчикова и А. М. Дурнова). Эта форсунка состоит из двух цилиндров *1* и *2*; первый цилиндр называется корпусом форсунки. В корпусе имеется три отверстия. Одно из них (диаметром 7 мм) предназначено для поступления воздуха; второе отверстие (диаметром 3 мм) служит для выхода воздуха, а в третье, имеющее диаметр 10 мм, входит цилиндр *2*.

Цилиндр *2* с одной стороны заканчивается ниппелем диаметром 2 мм с внутренним каналом 0,8—1,0 мм, а с другой стороны — специальным наконечником для шланга, по которому подводится вода.

Форсунки присоединяют к воздушной магистрали с помощью резьбы в нижней части корпуса. Ниппель, входя в отверстие корпуса, имеющее диаметр 3 мм, образует кольцевую щель, через которую с большой скоростью выходит сжатый воздух. Вследствие этого в устье ниппеля создается разрежение, за счет которого к ниппелю подсосывается вода и распыляется в виде мелких капель. Форсунки присоединяют к воздушной магистрали с помощью специальных переходных штуцеров.

Подавать воду к форсункам рекомендуется с некоторым небольшим напором. Форсунки РИД при расходе воздуха 4,3 м³/ч и давлении 1 *ати* имеют производительность, равную 3 л/ч.

Рассмотрим на $I-d$ -диаграмме построение основных процессов доувлажнения воздуха.

Летний режим. Исходными данными для построения процесса летнего режима обычно являются расчетные параметры наружного воздуха t_n и φ_n , заданные параметры внутреннего воздуха t_b и φ_b и угловой коэффициент луча процесса ϵ_n в помещении.

Пусть точка H (рис. 94) соответствует состоянию наружного воздуха, с которым он поступает в оросительную камеру централь-

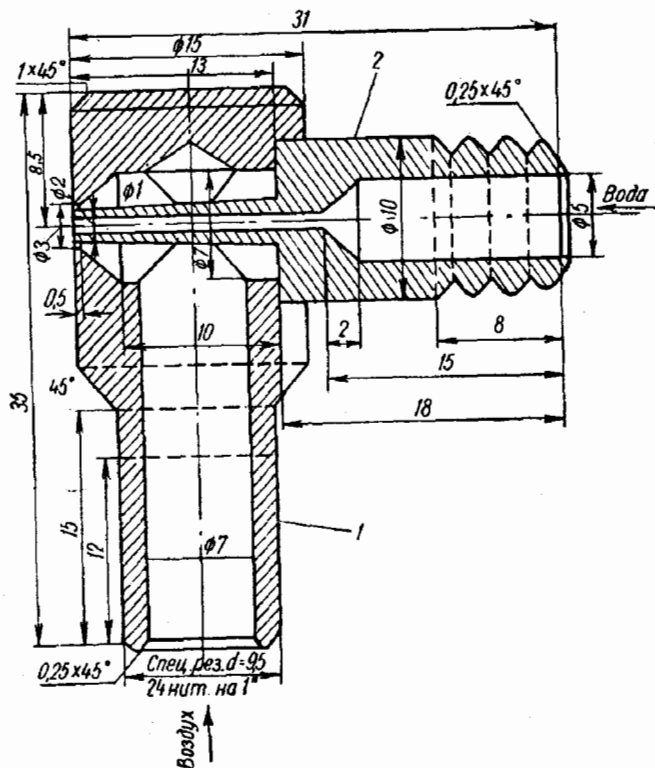


Рис. 93. Форсунка системы РИД

ного кондиционера, где воздух подвергается адиабатическому увлажнению (луч $H-O$). В конце оросительной камеры воздух приобретает состояние, определяемое точкой O , с которым он поступает в вентилятор. Затем по воздуховоду обработанный воздух направляется в помещение. При прохождении через вентилятор и воздуховод температура воздуха повышается на $1-1,5^\circ$, приобретая при этом состояние, характеризующееся точкой $П$.

Точка $П$ характеризует состояние приточного воздуха, поступающего в помещение. Изменение состояния приточного воздуха под влиянием тепла и влаги, выделяющихся в помещении, будет характеризоваться лучом процесса, имеющим угловой коэффициент ϵ_n и проходящим через точку $П$ (луч $ПВ'$).

Допустим, что точка B определяет заданные параметры воздуха в помещении. Проводя через эту точку луч адиабатического процесса доувлажнения воздуха $I_B = \text{const}$ до пересечения с лучом процесса в помещении, получим вспомогательную точку B' , параметры которой определяли бы состояние внутреннего воздуха, если бы доувлажнения в помещении не производилось.

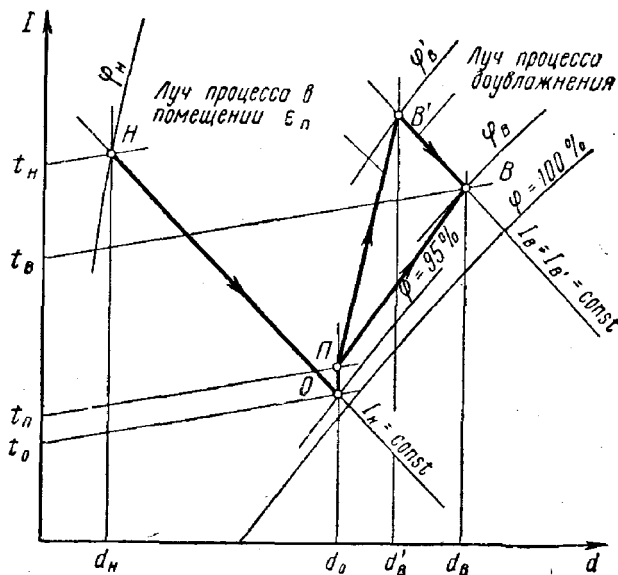


Рис. 94. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса летнего режима доувлажнения воздуха (в центральном кондиционере работает только камера орошения)

Следует заметить, что температура водопроводной воды, разбрызгиваемой системой доувлажнения, обычно близка к температуре мокрого термометра, вследствие чего процесс доувлажнения без особой погрешности можно считать протекающим адиабатически.

На основании сделанного построения количество вентиляционного воздуха должно быть равно:

$$L_o = \frac{W + \sum G}{d_{B'} - d_P} \cdot 1000 = \frac{\sum Q}{I_{B'} - I_P} = \frac{\sum Q}{I_B - I_P}, \quad (\text{VII-1})$$

где $W + \sum G$ — влаговыделения в помещении (сумма $W + \sum G$ не учитывает поступления в воздух помещения влаги от доувлажнительной установки);

$\sum Q$ — полное количество тепла, поступающего в воздух.

В результате адиабатического процесса испарения воды, разбрызгиваемой в помещении, действительное состояние воздуха будет соответствовать параметрам точки B . При этом линия PB бу-

дет являться лучом действительного изменения состояния воздуха в помещении, учитывающим как тепло и влагу, выделяющиеся в помещении, так и поступление влаги в воздух вследствие распыления воды системой доувлажнения.

Количество разбрызгиваемой (испаряющейся) воды системой доувлажнения равно:

$$W_{\text{д}} = L_{\text{о}}(d_{\text{в}} - d_{\text{в}'}) 10^{-3}. \quad (\text{VII-2})$$

Величина $W_{\text{д}}$ является расчетной для системы доувлажнения.

Количество испаряющейся воды в оросительной камере центрального кондиционера определится из формулы

$$W_{\text{к}} = L_{\text{о}}(d_{\text{о}} - d_{\text{н}}) 10^{-3}. \quad (\text{VII-3})$$

Зимний режим. Исходными данными для построения процесса зимнего режима являются расчетные параметры наружного воздуха $t_{\text{н}}$ и $\varphi_{\text{н}}$, параметры внутреннего воздуха $t_{\text{в}}$ и $\varphi_{\text{в}}$, общее количество вентиляционного воздуха $L_{\text{о}}$ (полученное на основании расчета летнего режима), количество наружного воздуха $L_{\text{н}}$ и угловой коэффициент луча процесса в помещении $\epsilon_{\text{п}}$.

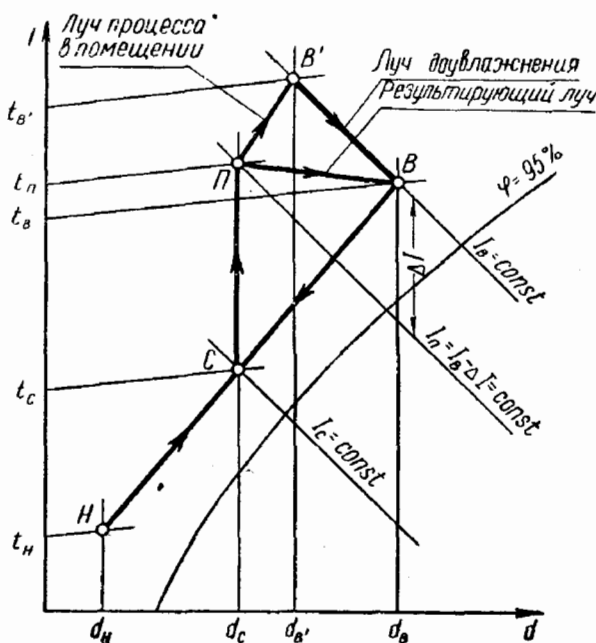


Рис. 95. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса зимнего режима доувлажнения воздуха (в центральном кондиционере работает только калорифер второго подогрева)

Так как в зимнее время экономически целесообразно применять рециркуляцию, построение процесса зимнего режима производят с учетом ее применения.

Количество наружного воздуха, которое должно отвечать требованиям санитарных норм, для условий текстильных предприятий обычно составляет 10—20% от $L_{\text{о}}$.

Если точки H и B (рис. 95), соответствующие состоянию наружного и внутреннего воздуха, соединить прямой, то эта прямая будет являться линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха.

Положение точки смеси C на этой прямой можно определить из пропорции

$$\frac{L_{\text{о}}}{\text{HB}} = \frac{L_{\text{н}}}{\text{CB}},$$

откуда

$$CB = HB \frac{L_n}{L_o}.$$

Отложив от точки B отрезок BC , найдем положение искомой точки C .

Ассимилирующая способность приточного воздуха по теплу равна:

$$\Delta I = \frac{\sum Q}{L_o}.$$

Следовательно, необходимое теплосодержание приточного воздуха будет равно:

$$I_{\text{п}} = I_{\text{в}} - \Delta I.$$

Проведя через точку C луч подогрева ($\epsilon = +\infty$) до пересечения с адиабатой $I_{\text{п}}$, получим точку Π , характеризующую состояние приточного воздуха (смеси) после подогрева его в калорифере. С этим состоянием воздух поступает в помещение. Через точку Π проводим луч процесса в помещении, а через точку B — луч адиабатического процесса доувлажнения воздуха до их взаимного пересечения в точке B' (аналогичной по своему физическому смыслу точке B' в процессе летнего режима).

На этом построение процесса зимнего режима заканчивается. Из анализа произведенного построения видно, что в зимнее время при данной схеме обработки воздуха в центральном кондиционере производится смешивание наружного и рециркуляционного воздуха с последующим подогревом смеси. После подогрева смесь направляется в помещение, в котором поддержание заданной влажности воздуха обеспечивается с помощью системы доувлажнения.

Расчетное количество воды для системы доувлажнения составляет:

$$W_{\text{д}} = L_o (d_{\text{в}} - d_{\text{в}'}) 10^{-3} \text{ [кг/ч]}.$$

Расход тепла на подогрев смеси воздуха в центральном кондиционере равен:

$$Q = L_o (I_{\text{п}} - I_{\text{с}}) \text{ [ккал/ч]}.$$

Рассмотрим второй вариант построения процесса зимнего режима, в котором, в отличие от предыдущего случая, включается в работу оросительная камера центрального кондиционера, а калорифер выключается. Исходные данные для этого варианта те же, что и в предыдущем случае.

При наличии значительного количества явного тепла, выделяющегося в цехах текстильной промышленности, количество наружного воздуха получается больше санитарной нормы. При этом подогрев его происходит только за счет тепла рециркуляционного воздуха.

Ассимилирующая способность приточного воздуха по теплу

$$\Delta I = \frac{\sum Q}{L_o}$$

Следовательно, теплосодержание приточного воздуха должно быть равно

$$I_o = I_B - \Delta I.$$

Точки B и H , соответствующие состоянию внутреннего и наружного воздуха (рис. 96), соединяют прямой. Точка C пересечения

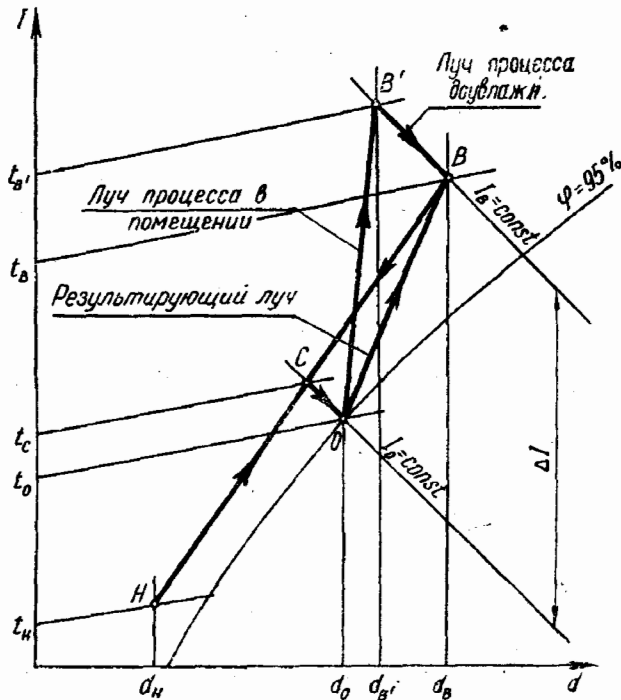


Рис. 96. Построение на $I - d$ -диаграмме процесса зимнего режима доувлажнения воздуха (в центральном кондиционере работает только камера орошения)

адиабаты I_o с прямой смеси HB определяет состояние смеси наружного и рециркуляционного воздуха перед поступлением его в дождевое пространство центрального кондиционера.

Если известно положение точки C и общее количество воздуха L_o на основании расчета летнего режима, то по этим данным можно найти количество наружного воздуха:

$$\frac{L_o}{HB} = \frac{L_H}{CB}$$

откуда

$$L_{\text{н}} = L_0 \frac{CB}{HB}.$$

Выше было сказано, что обычно количество наружного воздуха получается больше, чем это необходимо по санитарным нормам. В противном случае следует использовать предыдущую схему обработки воздуха.

Если же полученная величина $L_{\text{н}}$ удовлетворяет требованиям норм, то дальнейшее построение производят следующим образом. Через точку C проводят луч адиабатического процесса увлажнения $I_0 = \text{const}$ (в центральном кондиционере) до пересечения с кривой $\varphi = 90 \div 95\%$. Точка O в этом случае будет характеризовать состояние воздуха, покидающего оросительную камеру. С этим состоянием приточный воздух поступает в помещение, в котором изменение его состояния изображается лучом, проведенным через точку O до пересечения с адиабатой $I_{\text{в}}$, проходящей через точку B . Линия $B' - B$ будет лучом процесса доувлажнения в помещении.

В соответствии с описанным построением количество испаряющейся влаги в оросительной камере центрального кондиционера равно:

$$W_{\text{к}} = L_0 (d_0 - d_c) 10^{-3} [\text{кг/ч}].$$

Количество воды, разбрызгиваемой системой доувлажнения, составляет:

$$W_{\text{н}} = L_0 (d_{\text{в}} - d_{\text{в}'}) 10^{-3} [\text{кг/ч}].$$

Во избежание образования конденсата на поверхности труб, подводящих воду к форсункам, разбрызгиваемую воду подогревают до $20 - 30^\circ$.

§ 2. УВЛАЖНЕНИЕ ВОЗДУХА ПАРОМ

Пар для увлажнения воздуха применяют редко вследствие неприятного запаха, свойственного пару, поступающему из котла. Кроме того, при обработке воздуха паром несколько повышается температура обрабатываемого воздуха, что нежелательно, особенно в летнее время.

Практически для увлажнения воздуха можно применять пар на складах хлопка и бумаги, вязкозных фабриках, в технологических камерах увлажнения и фиксации и в некоторых других случаях.

Увлажнять воздух паром можно путем подмешивания его к увлажняемому воздуху в вентиляционной или технологической камере или непосредственно в помещении (склады и т. п.), в котором требуется поддерживать определенную влажность воздуха.

Выражение углового коэффициента луча процесса увлажнения воздуха паром можно получить на основании балансов тепла и влаги. Допустим, что начальные параметры воздуха I_1 и d_1 ; пара-

метры воздуха после увлажнения его паром I_2 и d_2 ; количество увлажняемого воздуха L ; количество пара, поступившего в воздух, G с теплосодержанием i_p .

Выражения баланса тепла и баланса влаги будут иметь вид:

$$LI_2 = LI_1 + Gi_p; \quad (a)$$

$$L \frac{d_2}{1000} = L \frac{d_1}{1000} + G. \quad (б)$$

Разделив уравнение (а) на (б) и произведя сокращения, получим выражение углового коэффициента:

$$\epsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} \cdot 1000 = i_p.$$

Это равенство показывает, что чем больше теплосодержание пара, тем больше будет отклоняться луч процесса от изотермы в сторону повышения температуры.

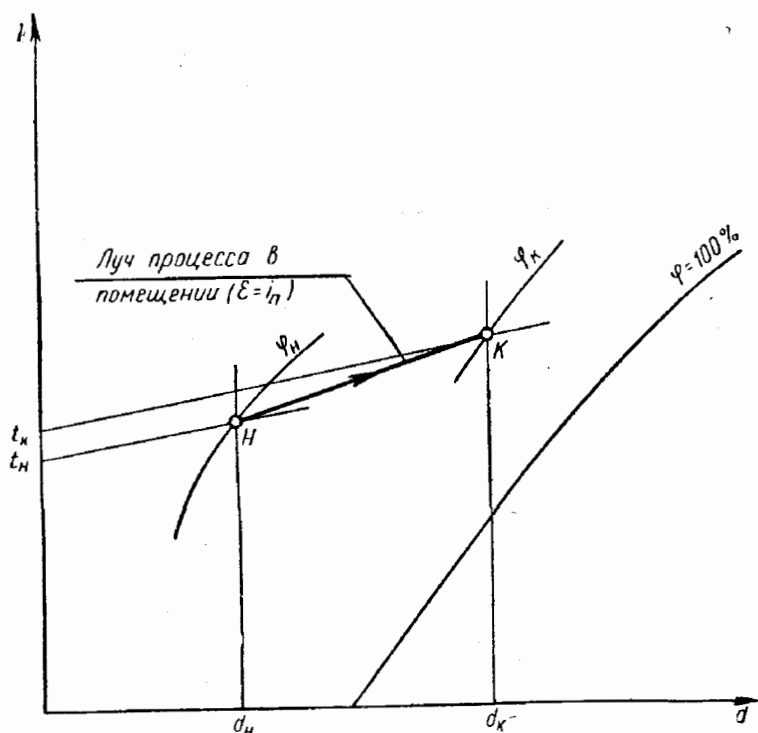


Рис. 97. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса увлажнения воздуха паром

Рассмотрим построение в $I-d$ -диаграмме процесса увлажнения воздуха паром.

Исходными данными являются начальные параметры обрабатываемого воздуха t_n и φ_n , конечные параметры обрабатываемого

воздуха задаются значением φ_k или d_k , что же касается температуры, то точное поддержание какой-либо заданной температуры здесь невозможно. Конечная температура воздуха в этом случае всегда будет несколько выше начальной вследствие нагревания воздуха паром.

Допустим, что в соответствии с технологическими требованиями необходимо увлажнить L кг воздуха. Теплосодержание подмешиваемого к воздуху пара i_p . Построение процесса начинают с нанесения на $I-d$ -диаграмму точки H (рис. 97), соответствующей начальному состоянию воздуха, через которую проводят луч процесса HK , имеющий значение углового коэффициента, равное i_p . Точка K пересечения этого луча с кривой φ_k или с линией $d_k = \text{const}$ характеризует состояние воздуха после его увлажнения паром.

Количество пара, потребное для увлажнения воздуха, равно:

$$G = L(d_k - d_n) 10^{-3} \text{ [кг/ч]}.$$

В заключение заметим, что применением перегретого пара для увлажнения можно значительно повысить температуру воздуха.

Практически устройство для увлажнения паром можно выполнить из перфорированных труб, с помощью которых пар подается в камеру или непосредственно в помещение, в котором необходимо увлажнить воздух.

Одним из основных недостатков этого способа увлажнения является трудность регулирования количества подмешиваемого к воздуху пара. Двухпозиционное регулирование в некоторой мере облегчает эти затруднения.

§ 3. ПРОЦЕСС ОБРАБОТКИ ВОЗДУХА ПЕРЕГРЕТОЙ ВОДОЙ

В некоторых случаях для снижения температуры воздуха можно пользоваться перегретой водой.

Принцип такого «охлаждения» воздуха основан на эффекте парообразования распыляемой перегретой воды.

Охлаждения воздуха в этом случае не происходит, так как конечное теплосодержание воздуха выше начального. Поэтому под охлаждением надо понимать некоторое снижение температуры воздуха, происходящее в процессе его обработки перегретой водой.

Известно, что если воду, имеющую температуру выше 100° (и следовательно, находящуюся под соответствующим давлением), выпускать в пространство с атмосферным давлением, то значительная часть ее немедленно превратится в пар.

Исследования показали, что расход тепла на парообразование оказывается больше количества тепла, которое может выделить разбрызгиваемая вода, а все недостающее тепло отнимается от окружающего воздуха, вследствие чего температура его понижается.

Опытом установлено, что при разбрызгивании перегретой воды с температурой 130° (при давлении 3 ата) испаряется 50% ее ко-

личества. Следовательно, количество явного тепла, отнимаемого от воздуха 1 кг распыляемой воды, будет равно:

$$Q' = 585 \cdot 0,5 - (130 - t_k) = 162,5 + t_k, \quad (\text{VII-4})$$

где 585 — теплота испарения при температуре 20°;

t_k — конечная температура воздуха.

Если заданы начальная и конечная температуры охлаждаемого воздуха и его количество, то расход перегретой воды можно определить из выражения

$$W_p^- = \frac{Lc(t_n^- - t_k)}{162,5 + t_k} \quad [\text{л/ч}], \quad (\text{VII-5})$$

где L — количество обрабатываемого воздуха, кг/ч ;

c — теплоемкость воздуха, $\text{ккал/кг} \cdot \text{град}$;

t_n^- — начальная температура воздуха, град .

Чтобы вывести выражение углового коэффициента луча, характеризующего рассматриваемый процесс, составим балансы по теплу и влаге применительно к температуре перегретой воды 130°:

$$LI_2 = LI_1 + W_{\text{исп}} t_k + W_p^- (130 - t_k) = LI_1 + W_p^- (130 - 0,5 t_k) \quad (\text{а})$$

и

$$L \frac{d_2}{1000} = L \frac{d_1}{1000} + W_{\text{исп}} = L \frac{d_1}{1000} + 0,5 W_p^-, \quad (\text{б})$$

где $W_{\text{исп}}$ — количество испаряющейся воды, которое принимается (при температуре воды 130°) равным $0,5 W_p^-$;

I_1, d_1 и I_2, d_2 — начальные и конечные параметры воздуха.

Разделив выражение (а) на выражение (б), получим искомое выражение углового коэффициента:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{(d_2 - d_1) 0,001} = 260 - t_k. \quad (\text{VII-6})$$

Если обозначить через t_w начальную температуру воды, а через m — отношение количества испаряющейся воды к разбрызгиваемой, то выражения (а) и (б) можно переписать в следующем виде:

$$LI_2 = LI_1 + W_p^- (t_w - t_k + m t_k); \quad (\text{а'})$$

$$L \frac{d_2}{1000} = L \frac{d_1}{1000} + m W_p^-. \quad (\text{б'})$$

Разделив выражение (а') на выражение (б'), получим:

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{t_w + t_k (1 - m)}{m}. \quad (\text{VII-7})$$

Построение процесса на $I-d$ -диаграмме начинают от точки I (рис. 98), параметры которой соответствуют начальному состоянию

воздуха. Через эту точку проводят луч рассматриваемого процесса с угловым коэффициентом, найденным из выражения (VII-7). Конечное состояние воздуха определяется параметрами точки 2 пересечения этого луча с заданной изотермой конечного состояния «охлаждаемого» воздуха.

Применяя этот метод снижения температуры воздуха, следует иметь в виду, что количество испаряющейся влаги не может быть больше количества влаги, которое может воспринять воздух при конечной его температуре (и $\varphi = 100\%$), т. е.

$$d_2 \leq d_1 + \frac{W_{\text{исп}}}{L} 10^3,$$

или, заменив $W_{\text{исп}}$ через W_p и воспользовавшись выражением (VII-5), получим:

$$d_2 \leq d_1 + \frac{0,5c(t_n - t_k)}{162,5 - t_k}.$$

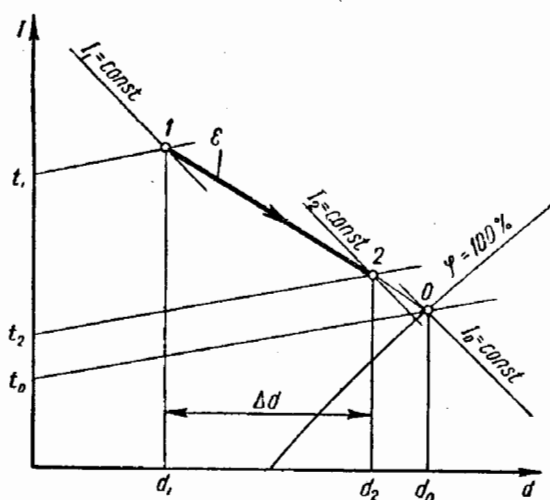


Рис. 98. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса обработки воздуха разбрызгиваемой перегретой водой

Все сказанное относится только к воде с начальной температурой, равной 130° , т. е. той, для которой имеются опытные данные.

§ 4. ДВУХСТУПЕНЧАТОЕ (ПРЯМОЕ И КОСВЕННОЕ) ИСПАРИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА

Такой способ обработки воздуха был разработан О. Я. Кокориным [Л. 19].

Сущность двухступенчатого испарительного охлаждения заключается в том, что обрабатываемый воздух вначале поступает в первую ступень охлаждения, которой является поверхностный ребристый воздухоохладитель, а затем в форсуночную камеру. Охлаждение воздуха в ребристом воздухоохладителе происходит при постоянном влагосодержании. Охлаждение воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, происходит с помощью градирни, роль которой обычно выполняет форсуночная камера, работающая на наружном воздухе.

Форсуночная камера является второй ступенью охлаждения, в которой происходит дальнейшее снижение температуры при сохранении постоянного теплосодержания.

Если состояние наружного воздуха определяется точкой H (рис. 99), то луч HK характеризует процесс охлаждения наружного

воздуха в первой ступени (в поверхностном воздухоохладителе). С состоянием, характеризуемым точкой K , воздух поступает во вторую ступень (форсуночную камеру), в которой в результате адиабатического процесса принимает состояние, соответствующее точке O_2 .

Таким образом, обрабатываемый воздух снижает свою температуру в первой и второй ступенях охлаждения на величину $(t_H - t_{O_2})$.

Если для снижения температуры обрабатываемого воздуха использовать только прямое

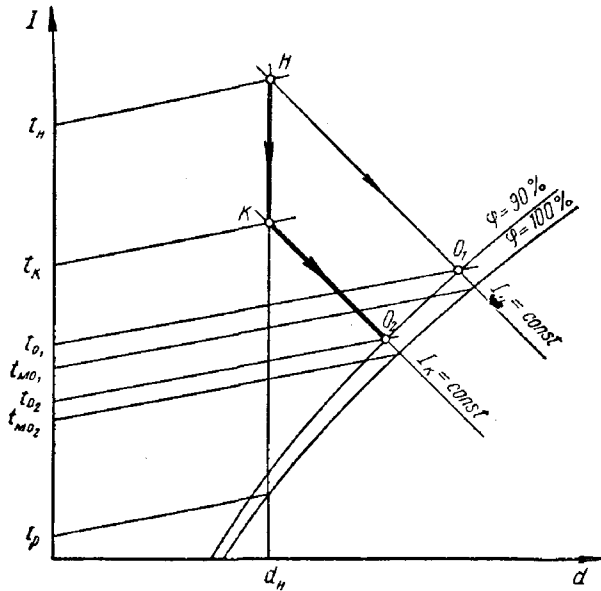


Рис. 99. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха

использовать только прямое испарительное охлаждение (адиабатический процесс), то при том же начальном состоянии воздуха процесс протекал бы по линии $I_H = const$, а конечное состояние обрабатываемого воздуха определялось бы точкой O_1 , т. е. имело бы более высокое значение температуры и влагосодержания.

Сравнивая оба случая охлаждения, можно сделать следующий вывод: при применении двухступенчатого испарительного охлаждения достигается более низкая температура при

более низком влагосодержании, чем при прямом испарительном охлаждении, при котором теоретическим пределом снижения температуры является температура мокрого термометра.

Следует заметить, что установки двухступенчатого охлаждения воздуха целесообразно использовать в районах с сухим и жарким климатом, в районах же с повышенной влажностью наружного воздуха этот способ обработки воздуха применять не следует.

На рис. 100 изображена принципиальная схема установки двухступенчатого охлаждения воздуха. В этой установке используются типовые секции поверхностных оребренных воздухоохладителей и типовые форсуночные камеры.

Как видно из рисунка, установка состоит из основного и вспомогательного кондиционеров. В основном кондиционере производится косвенное и прямое испарительное охлаждение воздуха, подаваемого в помещение. Во вспомогательном кондиционере (форсуночной камере-градирне) происходит испарительное охлаждение

воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель основного кондиционера.

Подлежащий обработке наружный воздух поступает в основной кондиционер через утепленный клапан 1, управление которым заблокировано с пусковым устройством вентилятора. Далее воздух проходит через масляный самоочищающийся фильтр 2 и затем поступает в первую ступень охлаждения — поверхностный воздухоохладитель 3, в котором он охлаждается при постоянном влагосо-

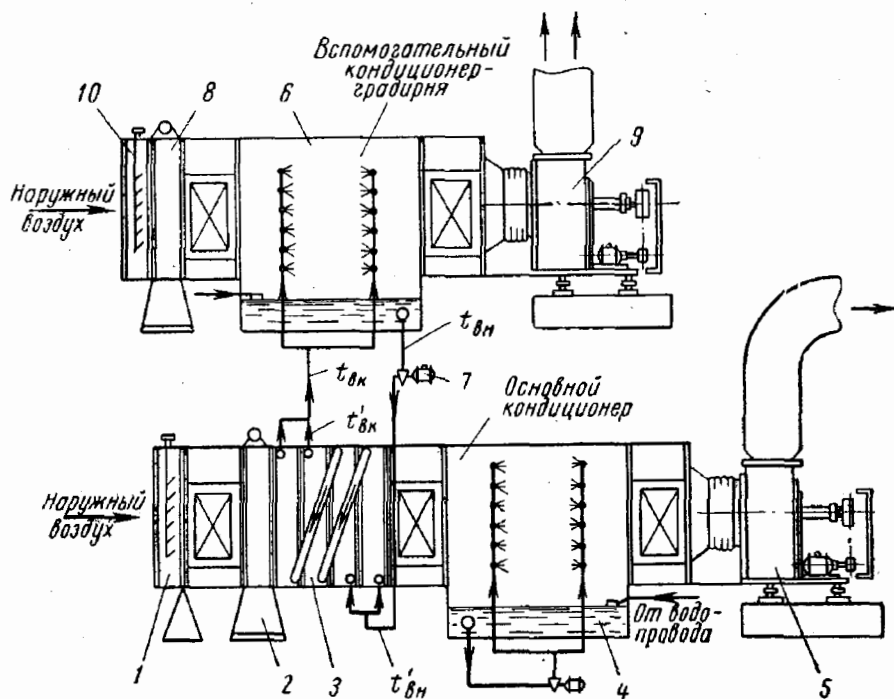


Рис. 100. Принципиальная схема кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения, собранного из типовых секций центральных кондиционеров

держании; затем воздух направляется во вторую ступень испарительного охлаждения — форсуночную камеру 4, работающую на адиабатическом режиме. В этой камере воздух, кроме снижения температуры, увлажняется. Далее обрабатываемый воздух с помощью вентилятора 5 направляется в кондиционируемое помещение.

Выше было сказано, что охлаждение воды, нагретой в первой ступени 3 основного кондиционера, производится во вспомогательном кондиционере. Нагреваясь в поверхностном воздухоохладителе вода направляется к форсункам, установленным в форсуночной камере 6, с помощью которых она распыляется и, контактируя с воздухом, проходящим через камеру, охлаждается за счет испарительного процесса. После этого вода, выпадая в поддон камеры, приобретает начальную температуру, с которой она с по-

мощью насоса 7 вновь направляется в поверхностный воздухоохладитель 3 основного кондиционера, и цикл повторяется вновь.

Наружный воздух, необходимый для испарительного охлаждения воды, поступает через утепленный клапан 10 вспомогательного кондиционера, после чего направляется в масляный самоочищающийся фильтр 8 и затем поступает в форсуночную камеру. Увлажняясь в ней, он понижает свою температуру, так как часть явного тепла, необходимого для испарения охлаждаемой воды частично отнимается от воздуха. Поскольку температура воздуха в этом случае оказывается ниже, чем у наружного (в летний период), после форсуночной камеры этот воздух можно использовать для вентиляции помещений второстепенного назначения. В некоторых случаях этот воздух с помощью вентилятора 9 направляют в чердачное пространство в целях охлаждения ограждающих строительных конструкций. Последнее позволяет снизить температуру в кондиционируемых помещениях.

Ниже рассмотрен метод расчета двухступенчатого испарительного охлаждения воздуха в летнее время.

За исходные данные для построения процесса на $I-d$ -диаграмме приняты параметры наружного воздуха t_n и φ_n , параметры внутреннего воздуха t_b и φ_b , а также угловой коэффициент луча процесса в помещении $\epsilon_{пл} = \frac{\sum Q_{п}}{W + \sum G}$.

Построение начинают с нанесения на $I-d$ -диаграмму (рис. 101) точки B , соответствующей состоянию воздуха в помещении. От точки B по линии $d_b = \text{const}$ откладывают в масштабе температур отрезок BB' , соответствующий $1-1,5^\circ$ (нагревание приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах), и через точку B' проводят луч процесса в помещении до пересечения с кривой $\varphi = 90\%$. Точка их пересечения O должна определять конечное состояние воздуха, выходящего из форсуночной камеры основного кондиционера. Далее через точку B проводят луч процесса в помещении, а через точку O — линию $d_o = \text{const}$. Точка их пересечения Π в данном случае должна характеризовать состояние приточного воздуха, а луч $O\Pi$ — нагрев приточного воздуха в вентиляторе и воздуховодах.

Через точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, проводится луч охлаждения наружного воздуха в поверхностном воздухоохладителе первой ступени основного кондиционера, а через точку O — луч $I_o = \text{const}$, характеризующий обработку воздуха во второй ступени (форсуночной камере, работающей на адиабатическом режиме) основного кондиционера.

На основании сделанного построения можно определить количество вентиляционного воздуха, подлежащего обработке в основном кондиционере:

$$L = \frac{\sum Q_{п}}{I_b - I_n} [\text{кг/ч}]. \quad (\text{VII-8})$$

Количество явного тепла, отводимого от воздуха в поверхностном воздухоохладителе, составит:

$$Q_{\Pi} = Q_{\text{я}} = L(I_{\text{н}} - I_{\text{к}}) = Lc(t_{\text{н}} - t_{\text{к}}) \quad [\text{ккал/ч}], \quad (\text{VII-9})$$

где $t_{\text{к}}$ и $I_{\text{к}}$ — конечная температура и теплосодержание воздуха, выходящего из первой ступени охлаждения;
 $t_{\text{н}}$ и $I_{\text{н}}$ — начальная температура и теплосодержание воздуха.

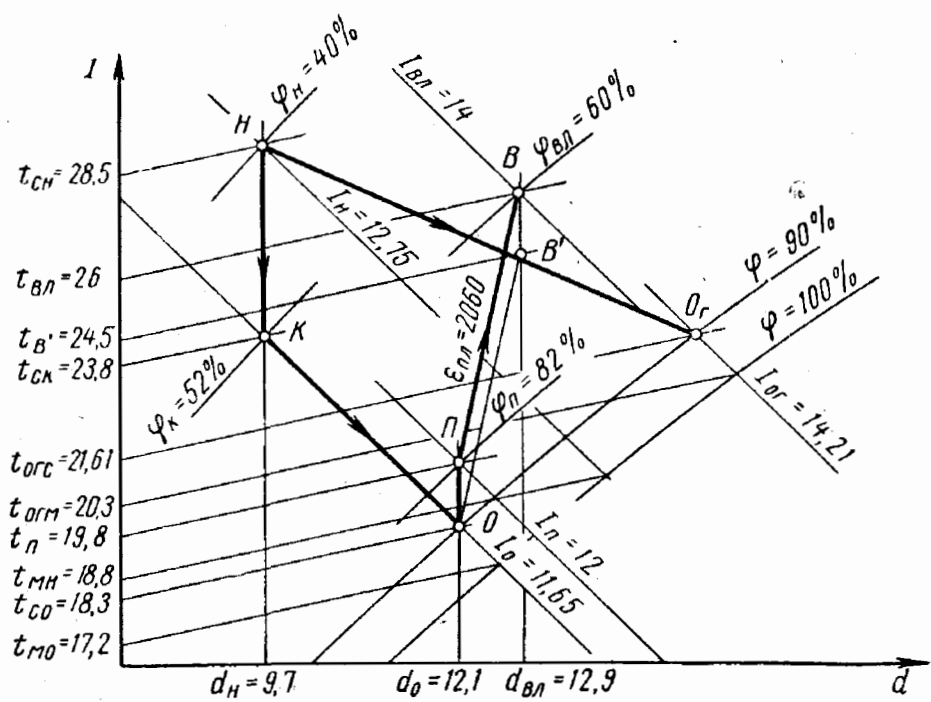


Рис. 101. Построение процесса обработки воздуха при применении двухступенчатого (прямого и косвенного) испарительного охлаждения

Для расчета поверхностного воздухоохладителя необходимо знать начальную температуру охлаждающей воды, значение которой зависит от коэффициента эффективности испарительного охлаждения воды во вспомогательном кондиционере:

$$E_w = \frac{t_{\text{БК}} - t_{\text{ВН}}}{t_{\text{ВН}} - t_{\text{МН}}}, \quad (\text{VII-10})$$

где $t_{\text{ВН}}$ и $t_{\text{БК}}$ — начальная и конечная температура охлаждаемой воды, град;
 $t_{\text{МН}}$ — начальная температура воздуха по мокрому термометру, град.

Согласно некоторым опытным данным, при использовании типовых двухрядных форсуночных камер для испарительного охлаждения воды значение E_w можно принимать в пределах $E_w = 0,45 - 0,55$

при номинальных скоростях воздуха в дождевом пространстве камеры и коэффициенте орошения μ_r , величина которого связана с коэффициентом E_w зависимостью

$$\mu_r^{-0,41} = \frac{E_w}{0,064 t_{BK}^{0,22} t_{MH}^{0,4}}. \quad (\text{VII-11})$$

Решив выражение VII-10 относительно t_{BH} , получим:

$$t_{BH} = t_{BK} - E_w (t_{BK} - t_{MH}). \quad (\text{VII-12})$$

Конечную температуру воды t_{BK} , поступающей из поверхностного воздухоохладителя в кондиционер-градирню, можно определить из условия, что нагревание воды в поверхностном воздухоохладителе принимают в пределах $\Delta t_b = 2 \div 3^\circ$. Кроме того, при проходе воды через насос, а также в некоторой незначительной степени за счет теплопередачи через стенки труб вода еще повышает свою температуру примерно на $0,4^\circ$. В этом случае конечную температуру воды можно выразить следующим образом:

$$t_{BK} = t_{BH} + \Delta t_b + 0,4. \quad (\text{VII-13})$$

Подставив t_{BK} из выражения VII-13 в выражение VII-12, получим окончательный вид формулы для определения начальной температуры воды:

$$t_{BH} = \frac{(1 - E_w)(\Delta t_b + 0,4) + E_w t_{MH}}{E_w}. \quad (\text{VII-14})$$

Если задаться значением Δt_b и E_w в указанных выше пределах, то с помощью выражения VII-14 можно найти значение t_{BH} . Однако при этом надо иметь в виду, что принятое значение E_w и известные значения t_{BK} и t_{MH} обуславливают вполне определенную величину коэффициента орошения μ_r в соответствии с выражением VII-11, на основании которого можно определить искомое значение μ_r .

Для расчета поверхностного воздухоохладителя необходимо знать количество охлаждающей воды, которое при ранее принятом значении Δt_b легко может быть найдено из выражения

$$W = \frac{Q_{II}}{\Delta t_b} [\text{кг/ч}]. \quad (\text{VII-15})$$

Так как вода в трубопроводе и насосе нагревается примерно на $0,4^\circ$ (перед поступлением из поддона в поверхностный воздухоохладитель на $0,2^\circ$ и также на $0,2^\circ$ по пути от поверхностного воздухоохладителя до форсунок), то с достаточной для расчетов точностью можно считать, что температура воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, будет равна:

$$t'_{BH} = t_{BH} + 0,2^\circ, \quad (\text{VII-16})$$

а температура воды, выходящей из поверхностного воздухоохладителя:

$$t'_{вк} = t'_{вн} + \Delta t_{в}. \quad (\text{VII-17})$$

Таким образом, все необходимые данные, а именно: L , $t'_{вн}$, $t'_{вк}$, $t_{сн}$, $t_{ск}$, $Q_{п}$ и W , получены и, следовательно, можно произвести подбор и расчет типовых секций поверхностного воздухоохладителя.

Далее можно перейти к расчету кондиционера-градирни. Пользуясь выражением VII-11, можно вычислить величину коэффициента орошения $\mu_{г}$. В соответствии с найденной величиной $\mu_{г}$ определяют количество воздуха, проходящего через форсуночную камеру градирни

$$L_{г} = \frac{W}{\mu_{г}} \text{ [кг/ч]}. \quad (\text{VII-18})$$

Конечные параметры воздуха, проходящего через вспомогательный кондиционер-градирню, можно определить, пользуясь выражением теплового баланса и опытной зависимостью коэффициента эффективности по температуре.

Тепловой баланс форсуночной камеры-градирни можно записать в следующем виде:

$$\mu_{г}(t_{вк} - t_{вн}) = I_{н} - I'_{ог}, \quad (\text{VII-19})$$

где $I'_{ог}$ — конечное теплосодержание воздуха, покидающего форсуночную камеру градирни, *ккал/кг. сух. возд.*

Далее из выражения VII-19 находим значение теплосодержания воздуха, выходящего из градирни (рис. 101):

$$I_{ог} = I_{н} + \mu_{г}(t_{вк} - t_{вн}). \quad (\text{VII-20})$$

Таким путем найден один из параметров конечного состояния воздуха, выходящего из градирни. Для определения второго параметра используем зависимость, установленную В. В. Мухиным, действительную в интервале температур от 18 до 24°:

$$I_{ог} = 0,7t_{огм}, \quad (\text{VII-21})$$

откуда

$$t'_{огм} = \frac{I_{ог}}{0,7}, \quad (\text{VII-21}')$$

где $t_{огм}$ — конечная температура воздуха, выходящего из градирни, по мокрому термометру, *град.*

Значение $t_{огм}$ можно также определить с помощью $I-d$ -диаграммы по известному значению $I_{ог}$. В качестве второго параметра воздуха, покидающего форсуночную камеру кондиционера-градирни, попытаемся найти его температуру по сухому термометру $t_{огс}$. Для этой цели воспользуемся известным выражением коэффициен-

та эффективности испарительного охлаждения воздуха градирни $E_{ар}$, считая, что процесс в ней приближается к адиабатическому

$$E_{ар} = 1 - \frac{t_{орс} - t_{орм}}{t_{сн} - t_{мн}}. \quad (VII-22)$$

Значение $E_{ар}$ можно найти, пользуясь эмпирической зависимостью, установленной О. Я. Кокориным:

$$E_{ар} = 0,98\mu^{0,18}. \quad (VII-23)$$

Решив выражение VII-22 относительно искомой величины $t_{орс}$, получим:

$$t_{орс} = t_{орм} + (1 - E_{ар})(t_{сн} - t_{мн}). \quad (VII-24)$$

По параметрам $I_{ор}$ и $t_{орс}$ находим на $I - d$ -диаграмме точку O_T (рис. 101), параметры которой характеризуют состояние воздуха, выходящего из форсуночной камеры градирни. Луч HO_T характеризует изменение состояния воздуха, происходящего во вспомогательном кондиционере-градирне.

Зная параметры точки O_T , можно произвести расчет вентиляции и кондиционирования воздуха во вспомогательных помещениях, в которых этот воздух может быть использован. По найденной величине производительности кондиционера-градирни по воздуху L_T подбирают типовую форсуночную камеру.

Рассмотрим далее расчет второй ступени охлаждения воздуха основного кондиционера. Как известно из предыдущего, второй ступенью является типовая форсуночная камера, работающая на адиабатическом режиме. В эту камеру обрабатываемый воздух поступает из первой ступени с параметрами точки K (рис. 101). В соответствии с произведенным ранее построением процесса обработки воздуха на $I - d$ -диаграмме значение коэффициента эффективности испарительного процесса обработки воздуха можно определить по формуле

$$E_a = \frac{t_{ск} - t_{со}}{t_{ск} - t_{мо}}. \quad (VII-25)$$

Пользуясь зависимостью, установленной О. Я. Кокориным,

$$E_a = 0,863\mu^{0,29}, \quad (VII-26)$$

можно найти необходимую величину коэффициента орошения μ в форсуночной камере второй ступени обработки воздуха

$$\mu^{0,29} = 1,16E_a.$$

Количество разбрызгиваемой воды во второй ступени будет равно:

$$W_{пст} = \mu L \text{ [кг/ч]}. \quad (VII-27)$$

По найденным значениям E_a и μ подбирается типовая форсуночная камера.

Рассмотрим далее работу кондиционера двухступенчатого испарительного охлаждения в условиях зимнего режима.

Принципиальная схема обработки воздуха в условиях зимнего режима (при круглогодочной обработке воздуха) показана на рис. 102. (Здесь приведена схема только основного кондиционера).

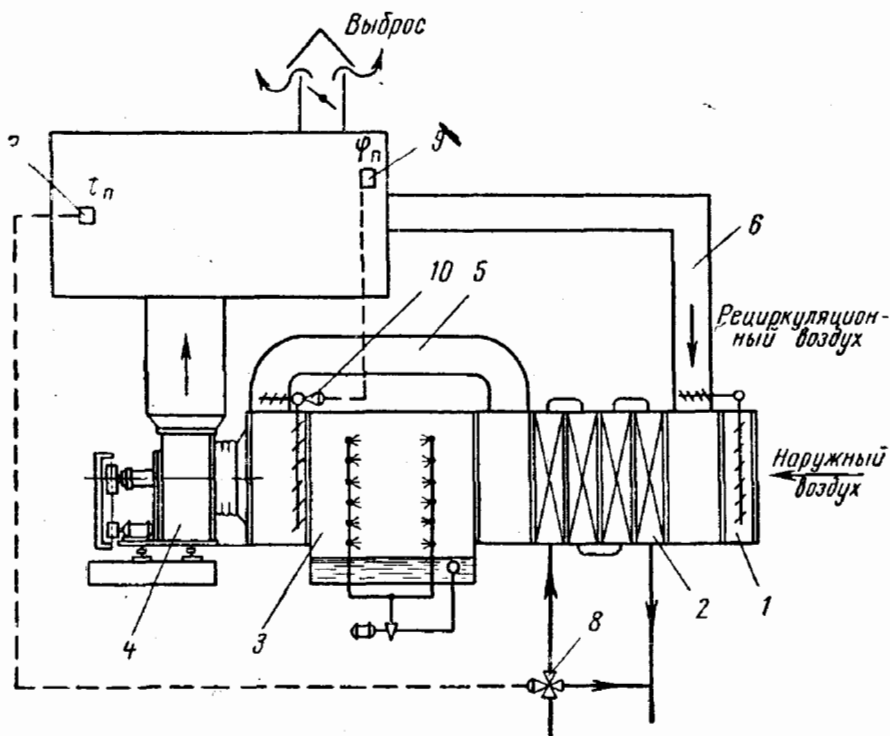


Рис. 102. Принципиальная схема круглогодочной обработки воздуха в кондиционере двухступенчатого испарительного охлаждения

Особенностью схемы является отсутствие калорифера второго подогрева. Последнее объясняется тем, что поверхность воздухоохладителя, рассчитанная по летнему режиму, используется в зимнее время для нагревания воздуха. Но поскольку поверхность, полученная расчетом летнего режима, обычно бывает значительно больше, чем требуется для калориферов первого подогрева, то на поверхностный воздухоохладитель возлагаются функции как первого, так и второго подогрева воздуха. Практически это осуществляется с помощью байпасного канала 5, по которому проходит часть нагретого воздуха, минуя форсуночную камеру, и уже после камеры этот воздух подмешивается к воздуху, прошедшему через дождевое пространство. В результате смешивания получается заданное состояние приточного воздуха.

Изображенная на рис. 102 схема предусматривает возможность использования рециркуляционного воздуха в зимнее время, для че-

го предназначен рециркуляционный канал 6. В зимний и переходный периоды наружный воздух, пройдя клапан 1 и смешиваясь с рециркуляционным, поступает в фильтр (на рисунке не показан) для очистки.

Далее смесь воздуха проходит воздухоохладитель 2, через который в зимнее время пропускается теплоноситель. Затем часть воздуха направляется в форсуночную камеру 3, а другая часть поступает в обводной канал 5, после чего происходит смешивание воздуха, и последний приобретает заданные параметры приточного воздуха. С помощью вентилятора 4 воздух направляется в помещение.

Температура приточного воздуха регулируется автоматически с помощью датчика температуры 7, воздействующего на трехходовой смесительный клапан 8, который регулирует количество поступающей горячей воды в поверхностный теплообменник 2 и в обратную линию.

Влажность воздуха регулируют с помощью датчика влажности 9, установленного в помещении и воздействующего на исполнительный механизм 10, который связан со сблокированными между собой воздушными клапанами, из которых один установлен на обводном канале, а другой — на выходе воздуха из форсуночной камеры.

Чтобы предупредить замерзание теплообменника в зимний период, рекомендуется предусматривать ступенчатое включение теплообменников по горячей воде. В этом случае первая секция по ходу воздуха подключается самостоятельно и выполняет роль калорифера предварительного подогрева. В летнее время все секции теплообменника должны переключаться на последовательное прохождение через них охлаждающей воды.

Рассмотрим построение процесса зимнего режима на $I-d$ -диаграмме.

Исходными данными являются: параметры наружного воздуха t_n и ϕ_n , параметры внутреннего воздуха t_b и ϕ_b , угловой коэффициент луча процесса изменения состояния воздуха в помещении

$$\epsilon_{пз} = \frac{\sum Q_n}{W + \sum G},$$

общее количество вентиляционного воздуха, опреде-

ленное расчетом летнего режима L_o , и количество наружного воздуха L_n . Компенсация потерь тепла наружными ограждениями возлагается на кондиционер.

На $I-d$ -диаграмму (рис. 103) наносится точка B , характеризующая состояние внутреннего воздуха. Через эту точку проводится луч процесса изменения состояния воздуха в помещении. Затем определяется теплосодержание приточного воздуха

$$I_n = I_b + \frac{\sum Q_n}{L_o}. \quad (\text{VII-28})$$

Точка P пересечения луча процесса в помещении с линией $I_n = \text{const}$ будет определять параметры приточного отопительного воз-

духа. Далее наносят точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, и проводят прямую BH , представляющую линию смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Положение точки смеси C на этой прямой можно определить на основании пропорции

$$\frac{L_o}{HB} = \frac{L_H}{CB}, \text{ откуда } CB = \frac{L_H HB}{L_o}.$$

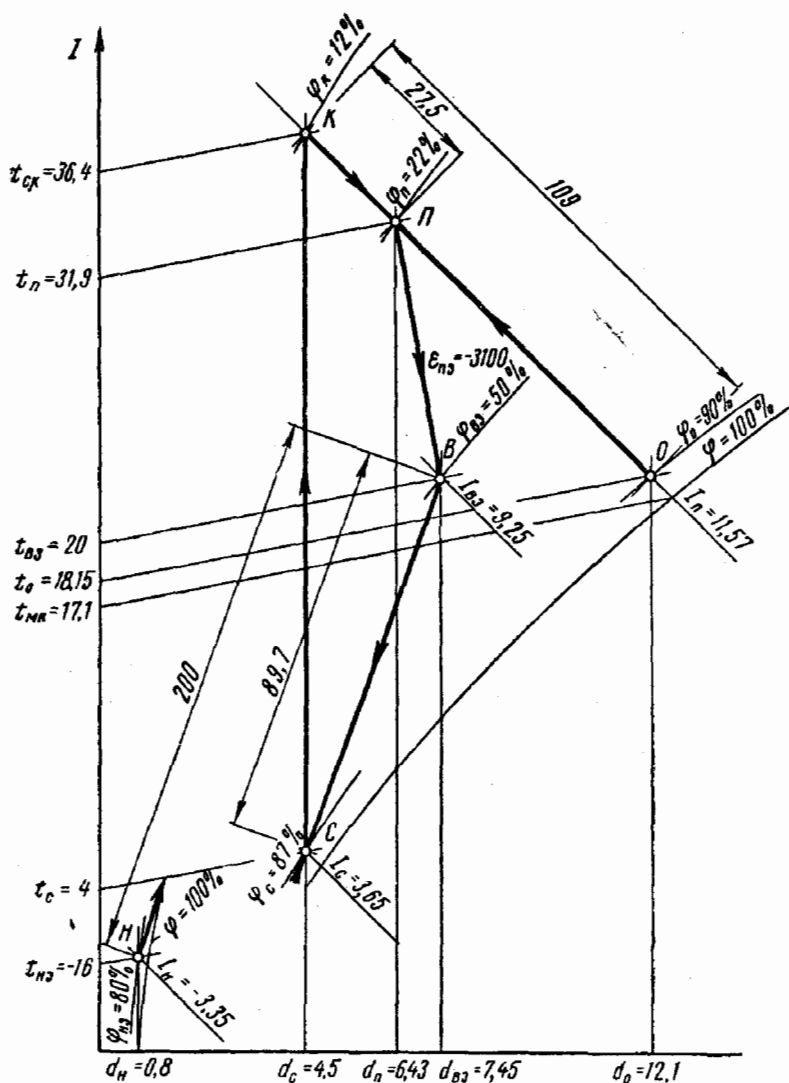


Рис. 103. Построение процесса обработки для зимнего режима при использовании установки прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха

Отложив отрезок CB от точки B , получим точку смеси C . Через точку смеси C проводят линию $d_c = \text{const}$ (луч подогрева в поверхностном воздухоохладителе), а через точку P — линию $I_P = \text{const}$. Точка K пересечения этих лучей определяет состояние воздуха, вы-

ходящего из поверхностного воздухоохладителя после нагревания в нем. Линия КО представляет, с одной стороны, луч адиабатического процесса обработки части воздуха, проходящего через дождевое пространство, а с другой — линию смеси этого воздуха с воздухом, подаваемым через байпасный канал.

Количество байпасируемого воздуха находим из пропорции

$$\frac{L_0}{КО} = \frac{L_6}{ПО},$$

откуда

$$L_6 = L_0 \frac{ПО}{КО}.$$

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство, будет равно:

$$L_{дп} = L_0 - L_6.$$

Расход тепла на нагревание воздуха в поверхностном воздухоохладителе составит:

$$Q_3 = L_0 (I_k - I_c).$$

Количество воды, испаряющейся в форсуночной камере, будет равно:

$$W_{исп} = L_{дп} (d_0 - d_c) \cdot 10^{-3} \text{ [кг/ч]}.$$

Для проверки соответствия имеющейся поверхности теплообмена воздухоохладителя на нагревание воздуха можно с известным приближением пользоваться формулами VI-96 и VI-97 для поверхностных оребренных воздухоохладителей при их работе без осушения воздуха.

В заключение остановимся на некоторых особенностях применения двухступенчатого испарительного охлаждения воздуха.

Двухступенчатая система испарительного охлаждения воздуха позволяет расширить диапазон параметров наружного воздуха, при которых возможно достижение нормальных температурных условий в кондиционируемых помещениях.

Установлено [Л. 40], что при начальном влагосодержании $d_n = 12 \text{ г/кг сух. возд}$ можно применять двухступенчатое охлаждение. Однако, если относительная влажность наружного воздуха не превышает 20%, то требуемая кратность воздухообмена снижается почти в два раза по сравнению с применением схемы обработки воздуха одноступенчатого (прямого) испарительного охлаждения.

Расчетные параметры наружного воздуха [Л. 43] для целого ряда городов СССР позволяют применить прямое и косвенное двухступенчатое испарительное охлаждение воздуха.

Вместе с тем районы с сухим и жарким климатом характеризуются резкими суточными колебаниями параметров наружного воздуха. Так, в районах Средней Азии температура наружного возду-

ха по сухому термометру в течение суток может измениться на 20°. Минимальная температура наблюдается в ночные часы, а максимальная — от 14 до 16 часов.

Значительные изменения претерпевают влажность и теплосодержание наружного воздуха. М. Б. Раяком [Л. 40] произведено изучение материалов наблюдения метеостанций девяти городов СССР с сухим и жарким климатом. На основании четырехразовых замеров температуры и относительной влажности наружного воздуха в период самых жарких дней каждой декады трех летних месяцев за последние 10—15 лет выявлены наиболее характерные варианты изменения параметров.

Было также установлено, что влагосодержание наружного воздуха претерпевает значительные изменения в течение суток. В вечерние часы, как правило, влагосодержание, а иногда и теплосодержание значительно увеличиваются. На $I-d$ -диаграмме процессы суточного изменения параметров приблизительно изображаются прямой линией, треугольником или четырехугольником, а иногда и ломаной линией. Ежечасные замеры дают еще более сложную картину. В вечерние часы использовать испарительное охлаждение воздуха затруднительно. Вследствие этого расчет испарительных кондиционеров следует производить с учетом возможных суточных изменений параметров наружного воздуха. Поскольку в ряде случаев теплосодержание наружного воздуха в вечерние часы повышается, тепловая нагрузка кондиционеров увеличивается. Наибольшая эффективность испарительного охлаждения воздуха наблюдается в вечерние часы.

В ряде случаев обычное двухступенчатое испарительное охлаждение не в состоянии обеспечить необходимые параметры приточного воздуха, поэтому приходится применять доохлаждение воды с помощью холодильных машин. Однако при этом большая часть тепловой нагрузки приходится на вспомогательный кондиционер, а меньшая — на установку искусственного холодоснабжения. Благодаря этому уменьшаются капитальные затраты и эксплуатационные расходы.

На рис. 104 показана принципиальная схема устройства двухступенчатого испарительного охлаждения воздуха с использованием в качестве доводчика компрессионной холодильной машины [Л. 19].

В основном кондиционере 1 применены обычные элементы установки двухступенчатого испарительного охлаждения: поверхностный теплообменник 2, форсуночная камера 5, обводной канал 6. Вспомогательный кондиционер 4 состоит из форсуночной камеры 3.

Для доводки параметров приточного воздуха (в основном кондиционере) до требуемых после второй ступени установлен поверхностный теплообменник 7, являющийся испарителем компрессионной холодильной машины 8. Охлаждение конденсатора 9 холодильной машины производится воздухом, прошедшим через форсуночную камеру вспомогательного кондиционера.

Таким образом, в рассмотренной схеме холодильная установка подбирается по мощности только для доведения приточного воздуха до требуемых параметров, что составляет только часть общей холодопроизводительности кондиционера. В переходный период и зимой холодильная машина может работать по режиму теплового насоса. В этом случае теплообменник 7 становится конденсатором холодильной машины и служит для доводочного подогрева воздуха. Теплообменник 9 во вспомогательном кондиционере выполняет функцию испарителя.

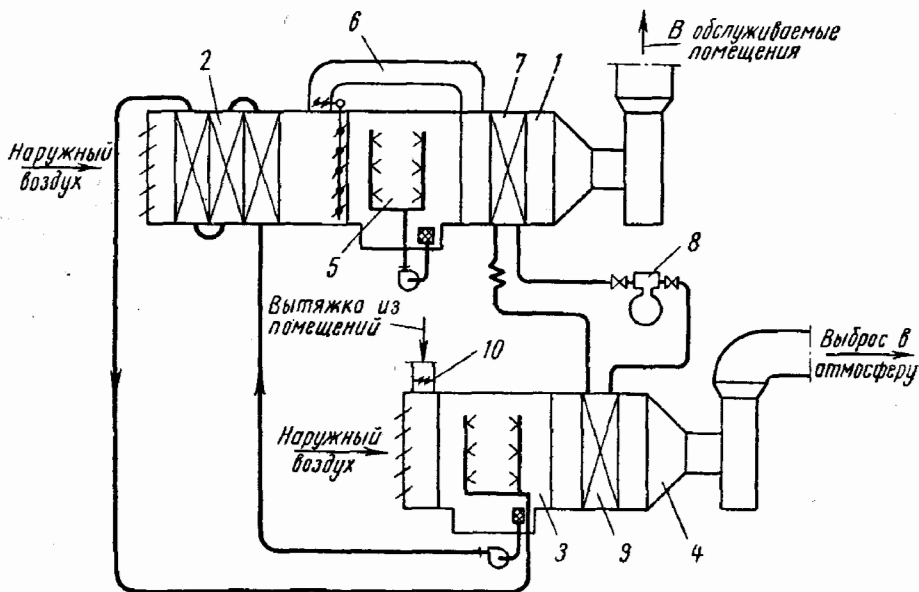


Рис. 104. Принципиальная схема кондиционера испарительного охлаждения с применением в качестве доводчика компрессионной холодильной машины

Нормальная работа теплообменника 9 на режимах охлаждения может быть достигнута, если использовать вспомогательный кондиционер в зимний и переходный периоды для механической вытяжной вентиляции. В этом случае воздух поступает во вспомогательный кондиционер по каналу 10.

Пример. Рассчитать кондиционер с двухступенчатым испарительным охлаждением воздуха для зрительного зала.

Расчетные параметры наружного воздуха в летний период следующие: температура воздуха по сухому термометру $t_{сн}=28,5^\circ$, по мокрому — $t_{мн}=18,8^\circ$; температура точки росы $t_{рн}=13,3^\circ$; $\varphi_n=40\%$; $d_n=9,7$ г/кг сух. возд; $I_n=12,75$ ккал/кг сух. возд.

Расчетные параметры наружного воздуха в зимний период: $t_{нз}=-16^\circ$; $\varphi_{нз}=80\%$; $d_n=0,8$ г/кг сух. возд; $I_n=-3,35$ ккал/кг сух. возд.

Вместительность зрительного зала $n=950$ человек. Тепловыделения от людей в летний период составляют $Q_n=47\,500$ ккал/ч; $Q_n=76\,600$ ккал/ч; влаговыделения $W=47,5$ кг/ч; в зимний период: $Q_n=66\,500$ ккал/ч; $W=38$ кг/ч; $Q_n=92\,100$ ккал/ч.

Количество тепла, поступающего через наружные ограждения и от солнечной радиации, составляет 20 000 ккал/ч.

Параметры внутреннего воздуха в летний период: $t_{в.л}=26^\circ$; $\varphi_{в.л}=40\div 60\%$; $I_{в.л}=14$ ккал/кг сух. возд; $d_{в.л}=12,9$ г/кг сух. возд; в зимний период: $t_{в.з}=20^\circ$; $\varphi_{в.з}=50\%$; $d_{в.з}=7,45$ г/кг сух. возд; $I_{в.з}=9,25$ ккал/кг сух. возд.

Потери тепла через наружные ограждения в зимний период составляют 210 000 ккал/ч.

Решение. Расчет начинаем с рассмотрения летнего режима. Величина углового коэффициента луча процесса в помещении составляет:

$$\epsilon_{пл} = \frac{47\,500 + 47,5 \cdot 612 + 20\,000}{47,5} = 2060.$$

От точки B (см. рис. 101), характеризующей состояние внутреннего воздуха, откладываем вниз по линии $d_{в}=\text{const}$, в принятом масштабе температур отрезок BB' , соответствующий $1,5^\circ$. Через полученную точку B' проводим луч процесса в помещении до пересечения с кривой $\varphi_0=90\%$ в точке O , имеющей следующие параметры: $t_{о.0}=18,3^\circ$; $\varphi_0=90\%$; $I_0=11,65$ ккал/кг сух. возд; $d_0=12,1$ г/кг сух. возд; $t_{м.0}=17,2^\circ$.

Через точку B проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении $\epsilon_{пл}=2060$, а через точку O — линию $d_0=\text{const}$ до взаимного пересечения в точке Π , имеющей следующие параметры: $t_{\pi}=19,8^\circ$; $\varphi_{\pi}=82\%$; $I_{\pi}=12$ ккал/кг сух. возд; $d_{\pi}=12,1$ г/кг сух. возд.

В процессе построения не учитывалась непараллельность изотерм, но поскольку пределы изменения параметров обрабатываемого воздуха в рассматриваемом диапазоне температур невелики, погрешность построения процесса весьма незначительна.

Далее через точку H , соответствующую параметрам наружного воздуха, проводим линию $d_{н}=\text{const}$, характеризующую изменение состояния воздуха в поверхностном воздухоохладителе, а через точку O — линию $I_0=\text{const}$, характеризующую изменение состояния воздуха в форсуночной камере основного кондиционера до их взаимного пересечения в точке K , имеющей следующие параметры: $t_{с.к}=23,8^\circ$; $\varphi_{к}=52\%$; $I_{к}=11,65$ ккал/кг сух. возд; $d_{к}=9,7$ г/кг сух. возд.

На этом построение процесса на $I-d$ -диаграмме заканчиваем.

Количество воздуха для удаления избытков тепла и влаги будет равно:

$$L_o = \frac{\sum Q}{I_{в} - I_{\pi}} = \frac{47\,500 + 47,5 \cdot 612 + 20\,000}{14 - 12,1} = 50\,800 \text{ кг/ч.}$$

Количество тепла, которое необходимо отвести от воздуха в поверхностном воздухоохладителе, составляет:

$$Q_{\pi} = L_o (I_{н} - I_{к}) = 50\,800 (12,75 - 11,65) = 55\,800 \text{ ккал/ч.}$$

Далее приступаем к подбору поверхностного воздухоохладителя. В связи с тем, что объем вентиляционного воздуха составляет:

$$V_o = \frac{L_o}{\gamma} = \frac{50\,800}{1,2} = 42\,300 \text{ м}^3/\text{ч},$$

для установки, согласно табл. 20, принимаем типовые секции стальных воздухоохладителей производительностью 40 000 м³/ч (типа Кд4004 Т—01 г или типа Кд 4004 Т—02 г).

Дальнейшим расчетом определим необходимое число секций. Трех- и четырехрядные секции имеют площадь живого сечения для прохода воздуха $f_{ж}=1,64$ м² и для прохода воды $f_{т}=0,0107$ м².

В этом случае весовая скорость воздуха будет равна:

$$v\gamma = \frac{L_0}{f_{\text{ж}} \cdot 3600} = \frac{50\,800}{1,64 \cdot 3600} = 8,6 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек},$$

а расход охлаждающей воды при перепаде ее температур $\Delta t_{\text{в}} = 2,5^\circ$ составит:

$$W = \frac{Q_{\text{п}}}{\Delta t_{\text{в}}} = \frac{55\,800}{2,5} = 22\,300 \text{ кг/ч, или } 22,3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Скорость воды в трубках в этом случае будет равна:

$$w = \frac{W}{f_{\text{т}} \cdot 3600} = \frac{22,3}{0,0107 \cdot 3600} = 0,579 \text{ м/сек}.$$

Предполагая, что число рядов труб теплообменника будет более 8, для определения коэффициента теплопередачи воспользуемся формулой VI-97:

$$K_{\text{п}} = K_{\text{я}} = 8,4 (v\gamma)^{0,57} w^{0,13} = 8,4 \cdot 8,6^{0,57} \cdot 0,579^{0,13} = 26,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

Приняв коэффициент эффективности испарительного охлаждения воды $E_w = 0,55$, по формуле VII-14 получим значение начальной температуры охлаждающей воды

$$t_{\text{вн}} = \frac{(1 - E_w)(\Delta t_{\text{в}} + 0,4) + E_w t_{\text{мн}}}{E_w} = \\ = \frac{(1 - 0,55)(2,5 + 0,4) + 0,55 \cdot 18,8}{0,55} = 21,15^\circ.$$

Температура воды, поступающей в поверхностный воздухоохладитель, будет равна:

$$t'_{\text{вн}} = t_{\text{вн}} + 0,2 = 21,15 + 0,2 = 21,35^\circ.$$

а выходящей из воздухоохладителя

$$t'_{\text{вк}} = t'_{\text{вн}} + \Delta t_{\text{в}} = 21,35 + 2,5 = 23,85^\circ.$$

Температура воды на входе в градирню равна:

$$t_{\text{вк}} = t'_{\text{вк}} + 0,2 = 23,85 + 0,2 = 24,05^\circ.$$

Величина среднелогарифмической разности температур в этом случае составит:

$$\Delta t_{\text{ср.лог}} = \frac{(t_{\text{сн}} - t'_{\text{вк}}) - (t_{\text{ск}} - t'_{\text{вн}})}{2,31 \lg \frac{t_{\text{сн}} - t'_{\text{вк}}}{t_{\text{ск}} - t'_{\text{вн}}}} = \frac{(28,5 - 23,85) - (23,8 - 21,35)}{2,31 \lg \frac{28,5 - 23,85}{23,8 - 21,35}} = 3,43^\circ.$$

Необходимая поверхность воздухоохладителя будет равна:

$$F = \frac{Q_{\text{п}}}{K_{\text{п}} \Delta t_{\text{ср.лог}}} = \frac{55\,800}{26,5 \cdot 3,43} = 614 \text{ м}^2.$$

К установке принимаем две четырехрядные секции и одну трехрядную секцию. Фактическая их поверхность составляет:

$$F = 2 \cdot 250,9 + 1 \cdot 188 = 689,9 \text{ м}^2.$$

Запас поверхности равен 12%.

Далее переходим к расчету кондиционера-градирни. Пользуясь выражением VII-14, определим величину коэффициента орошения μ_r

$$\mu_r^{-0,41} = \frac{E_w}{0,064 t_{\text{BK}}^{0,22} t_{\text{MH}}^{0,4}} = \frac{0,55}{0,064 \cdot 24,05^{0,22} \cdot 18,8^{0,4}} = 1,322,$$

откуда $\mu_r = 0,504$.

Количество воздуха, проходящего через кондиционер-градирню, равно;

$$L_r = \frac{W}{\mu_r} = \frac{22\,300}{0,504} = 44\,200 \text{ кг/ч},$$

или

$$V = \frac{44\,200}{1,2} = 36\,800 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Пользуясь формулой VII-20, находим значение конечного теплосодержания воздуха, выходящего из градирни:

$$\begin{aligned} I_{\text{ог}} &= I_{\text{н}} + \mu_r (t_{\text{BK}} - t_{\text{BH}}) = 12,75 + 0,504 (24,05 - 21,15) = \\ &= 14,21 \text{ ккал/кг сух. возд.} \end{aligned}$$

Конечную температуру воздуха по мокрому термометру определяем по формуле VII-21'

$$t_{\text{огм}} = \frac{I_{\text{ог}}}{0,7} = \frac{14,21}{0,7} = 20,3^\circ.$$

Коэффициент эффективности испарительного охлаждения воздуха равен:

$$E_{\text{аг}} = 0,98 \mu_r^{0,18} = 0,98 \cdot 0,504^{0,18} = 0,865.$$

С помощью выражения VII-24 находим конечную температуру вспомогательного потока воздуха по сухому термометру

$$t_{\text{огс}} = t_{\text{огм}} + (1 - E_{\text{аг}}) (t_{\text{сн}} - t_{\text{MH}}) = 20,3 + (1 - 0,865) \cdot (28,5 - 18,8) = 21,61^\circ.$$

По полученным параметрам $I_{\text{ог}} = 14,21 \text{ ккал/кг сух. возд}$ и $t_{\text{огс}} = 21,61^\circ$ на $I-d$ -диаграмме находим точку O_r (см. рис. 101), характеризующую состояние воздуха, выходящего из градирни.

В качестве кондиционера-градирни к установке принимаем двухрядную форсуночную камеру Кд4002В с общим числом форсунок 176. При этом производительность каждой форсунки составит $22\,300 : 176 = 126,7 \text{ л/ч}$.

Далее переходим к подбору типовой форсуночной камеры второй ступени испарительного охлаждения воздуха. По формуле VII-25 находим коэффициент эффективности испарительного охлаждения воздуха

$$E_a = \frac{t_{\text{СК}} - t_{\text{СО}}}{t_{\text{СК}} - t_{\text{МО}}} = \frac{23,8 - 18,3}{23,8 - 17,2} = 0,834.$$

С помощью выражения VII-26 определим коэффициент орошения

$$\mu^{0,29} = 1,16E_a = 1,16 \cdot 0,834 = 0,966,$$

откуда $\mu = 0,99$.

Количество разбрызгиваемой воды составляет:

$$W_{\text{II ст}} = \mu L_o = 0,99 \cdot 50\,800 = 50\,300 \text{ кг/ч.}$$

В соответствии с табл. 21 к установке принимается трехрядная форсуночная камера типа Кд4003В с диаметром выходного отверстия форсунок $d_o = 3,5 \text{ мм}$.

Рассмотрим далее работу этой установки в зимнее время. Количество вентиляционного воздуха принимаем равным полученному по расчету для летнего режима, т. е. $L_o = 50\,300 \text{ кг/ч}$. Количество наружного воздуха из расчета $20 \text{ м}^3/\text{ч}$ на одного зрителя составит:

$$L_n = 20 \cdot 950 \cdot 1,2 = 22\,800 \text{ кг/ч.}$$

Определим величину углового коэффициента луча процесса в помещении при выключенном отоплении:

$$\epsilon_{\text{пз}} = \frac{92\,100 - 210\,000}{38} = -3100.$$

Обрабатывать воздух предполагаем по схеме с первой рециркуляцией (подмешивание рециркуляционного воздуха производится до калорифера) и применением байпаса.

Наносим на $I-d$ -диаграмму (см. рис. 103) точки H и B , соответствующие состоянию наружного и внутреннего воздуха. Соединив эти точки, получим прямую смеси HB . Положение точки смеси C определим из пропорции

$$\frac{BC}{HB} = \frac{L_n}{L_o},$$

откуда

$$BC = HB \frac{L_n}{L_o} = 200 \frac{22\,800}{50\,800} = 89,7 \text{ мм.}$$

Отложив от точки B длину отрезка BC , найдем положение искомой точки C , имеющей следующие параметры: $t_c = 4^\circ$; $\varphi_c = 87\%$; $d_c = 4,5 \text{ г/кг сух. возд}$; $I_c = 3,65 \text{ ккал/кг сух. возд}$.

Определяем теплосодержание приточного воздуха:

$$I_{\text{п}} = I_{\text{вз}} - \frac{\sum Q_{\text{п}}}{L_o} = 9,25 - \frac{92\,100 - 210\,000}{50\,800} = 11,57 \text{ ккал/кг сух. возд.}$$

Через точку B проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении с угловым коэффициентом $\epsilon_{\text{пз}} = -3100$ до пересечения с линией $I_{\text{п}} = 11,57 \text{ ккал/кг сух. возд}$ в точке Π , характеризующей необходимое состояние приточного воздуха в зимнее время и имеющей следующие параметры: $t_{\text{п}} = 31,9^\circ$; $\varphi_{\text{п}} = 22\%$; $I_{\text{п}} = 11,57 \text{ ккал/кг сух. возд}$; $d_{\text{п}} = 6,43 \text{ г/кг сух. возд}$.

Проведя через точку C линию $d_c = \text{const}$ до пересечения с линией $I_{\text{п}} = \text{const}$, получим точку K , характеризующую состояние воздуха, выходящего из поверхностного теплообменника. Точка K имеет следующие параметры: $t_{\text{ск}} = 36,4^\circ$; $\varphi_{\text{п}} = 12\%$; $d_{\text{п}} = 4,5 \text{ г/кг сух. возд}$; $I_{\text{п}} = 11,57 \text{ ккал/кг сух. возд}$; $t_{\text{мр}} = 17,1^\circ$.

Точка O пересечения линии $I_{\text{п}} = \text{const}$ с кривой $\varphi = 90\%$ характеризует состояние воздуха, выходящего из второй ступени основного кондиционера, в которой

осуществляется адиабатическая обработка той части воздуха, которая проходит через дождевое пространство камеры. Параметры точки O следующие: $t_o = 18,15^\circ$; $\varphi_o = 90\%$; $I_o = 11,57$ ккал/кг сух. возд; $d_o = 12,1$ г/кг сух. возд.

Количество воздуха, проходящего через дождевое пространство камеры, можно определить на основании пропорции

$$\frac{L_{дп}}{L_o} = \frac{KP}{KO}.$$

Отсюда

$$L_{дп} = L_o \frac{KP}{KO} = 50\,800 \frac{27,5}{109} = 12\,800 \text{ кг/ч.}$$

Следовательно, количество воздуха, проходящего через байпасный канал, составит:

$$L_б = L_o - L_{дп} = 50\,800 - 12\,800 = 38\,000 \text{ кг/ч.}$$

Количество тепла, необходимого для подогрева вентиляционного воздуха, будет равно:

$$Q_{п} = L_o (I_k - I_c) = 50\,800 (11,57 - 3,65) = 402\,000 \text{ ккал/ч.}$$

Принимая параметры теплоносителя в сети $150-70^\circ$ и пользуясь формулой VI-97, находим приближенное значение коэффициента теплопередачи.

Потребное количество теплоносителя, проходящего через теплообменник, равно:

$$W_T = \frac{Q_{п}}{150-70} = \frac{402\,000}{150-70} = 5030 \text{ кг/ч, или } 5,03 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Скорость воды в трубках будет равна:

$$w = \frac{5,03}{0,0107 \cdot 3600} = 0,1308 \text{ м/сек.}$$

Подставив в формулу VI-97 эти данные, получим:

$$K_{п} = 8,4 \cdot 8,6^{0,57} \cdot 0,1308^{0,13} = 21,8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град.}$$

Среднелогарифмическая разность температур равна для условий перекрестно-противоточного движения воздуха и воды

$$\Delta t_{ср. лог} = \frac{(150 - 36,4) - (70 - 4)}{2,3 \lg \frac{150 - 36,4}{70 - 4}} = 87,6^\circ.$$

Необходимая поверхность теплообменного аппарата для нагревания воздуха должна быть равна:

$$F_T = \frac{402\,000}{21,8 \cdot 87,6} = 211 \text{ м}^2.$$

Сопоставляя полученную поверхность теплообмена с поверхностью, необходимой для охлаждения воздуха, устанавливаем, что поверхностный теплообменник, рассчитанный по летнему режиму, со значительным запасом удовлетворяет требованиям работы установки при зимнем режиме.

§ 5. СОВМЕЩЕННАЯ СХЕМА ИСПАРИТЕЛЬНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ВОЗДУХА

При совмещенной схеме косвенного испарительного охлаждения [Л. 39] в одном аппарате одновременно происходит процесс охлаждения основного потока воздуха в поверхностном воздухоохладителе и процесс охлаждения воды в градирне.

На рис. 105 показана принципиальная схема совмещенного косвенно-испарительного воздухоохладителя. В межтрубном простран-

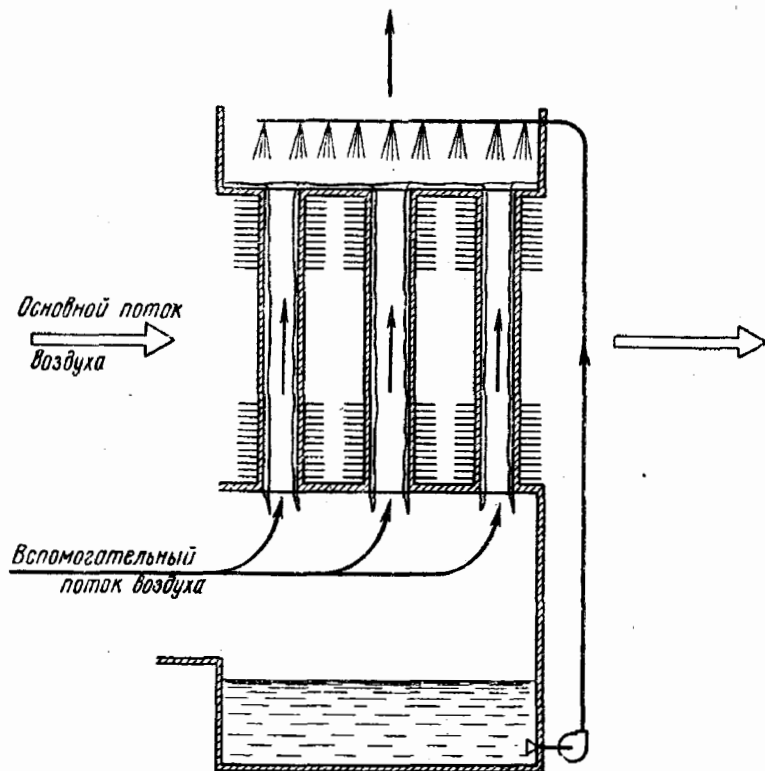


Рис. 105. Совмещенный косвенно-испарительный воздухоохладитель

стве параллельно плоскостям оребрения проходит основной поток воздуха, а по внутренней поверхности трубок стекает пленка воды, навстречу которой движется вспомогательный поток воздуха.

Основной (охлаждаемый) поток воздуха (рис. 106) передает явное тепло $Q_{\text{явн}}$ через оребренную стенку теплообменника к пленке воды. Последняя воспринимает тепло от основного потока воздуха и испаряется во вспомогательном потоке воздуха, передавая ему при этом скрытое тепло $Q_{\text{в. скр.}}$. Одновременно с этим вспомогательный поток понижает температуру при контакте с водой, отдавая ей явное тепло $Q_{\text{в. явн.}}$. При этом теплосодержание вспомогательного потока увеличивается.

Таким образом, в одном контактном аппарате совмещены поверхностный воздухоохладитель и пленочная градирня. Такое преимущество совмещенной схемы позволяет успешно использовать ее в местных испарительных кондиционерах, располагаемых непосредственно внутри помещений. Поскольку требуемые кратности воздухообмена в помещениях, обслуживаемых испарительными кондиционерами, как правило, выше, чем при применении искусственных источников холодоснабжения, использовать местные испарительные кондиционеры предпочтительнее в сравнении с центральными.

Совмещенные теплообменники косвенного испарительного охлаждения изготавливают из трубчаторебристых или из пластинчатых элементов. Последние могут быть как гладкостенными, так и оребренными.

Трубчаторебристые совмещенные теплообменники более удобны в конструктивном и технологическом отношении. Однако у них невелико сечение для прохода вспомогательного потока воздуха, поскольку трубки предназначены для движения жидкой среды.

Пластинчатые теплообменники, гладкостенные и ребристые, позволяют развить сечение как для прохода основного, так и вспомогательного потоков воздуха, однако они недостаточно технологичны в изготовлении.

Теплообмен между основным потоком воздуха и пленкой воды происходит через стенку. Поэтому плотность орошения теплообменника рециркуляционной водой должна обеспечивать смачивание всей поверхности стенок, так как на сухих участках поверхности теплообмен между основным и вспомогательным потоками воздуха практически отсутствует вследствие весьма малого температурного напора.

На основании экспериментальных данных [Л. 39] плотность орошения на 1 м смачиваемого периметра в сечении теплообменника должна быть равна $150 \div 180 \text{ кг/м} \cdot \text{ч}$.

Неравномерное орошение или увеличение скорости вспомогательного потока (движущегося навстречу пленке воды) может вызвать так называемые режимы «захлебывания». При таких режимах происходит срыв пленки воды на некоторой части поверхности теплообменника, образуется пенный слой; движение пленки воды и воздуха имеет пульсирующий характер. Все эти явления со-

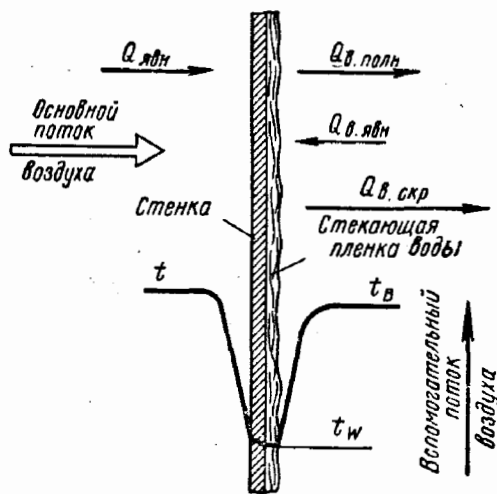


Рис. 106. Схема тепловых потоков в совмещенном косвенно-испарительном воздухоохладителе

проводятся увеличением аэродинамического сопротивления теплообменника.

Исследования О. Я. Кокорина показали, что скорость вспомогательного потока воздуха не должна превышать $8 \div 10$ м/сек.

В совмещенном косвенно-испарительном теплообменнике механизм процесса теплообмена заключается в следующем. Стекающая пленка воды (рис. 106), с одной стороны, получает тепло от основного потока воздуха, имеющего температуру t (вследствие теплопередачи через разделяющую стенку), с другой стороны, пленка также получает тепло при непосредственном контакте с вспомогательным потоком воздуха, имеющим температуру $t_{\text{в}}$.

В результате теплообмена вода испаряется с поверхности пленки и ее пары поступают во вспомогательный поток воздуха. При этом скрытое тепло также переносится во вспомогательный поток воздуха вместе с поступающими в него парами воды.

Экспериментами было установлено, что в результате таких двух противоположных процессов устанавливается термодинамическое равновесие, причем температура пленки воды по всей поверхности теплообменника принимает постоянное значение.

Все тепло, отдаваемое основным потоком воздуха, расходуется на увеличение теплосодержания вспомогательного потока воздуха. Пренебрегая нагревом воды в насосе и трубопроводах, можно приравнять

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{в.полн}}, \quad (\text{VII-29})$$

или

$$Gc_p(t_1 - t_2) = G_{\text{в}}(I_{\text{в2}} - I_{\text{в1}}), \quad (\text{VII-29}')$$

где G — количество воздуха основного потока, кг/ч;
 $G_{\text{в}}$ — количество воздуха вспомогательного потока, кг/ч;
 t_1 и t_2 — начальная и конечная температуры основного потока воздуха, град;
 c_p — удельная теплоемкость воздуха, ккал/кг · град;
 $I_{\text{в1}}$ и $I_{\text{в2}}$ — начальное и конечное теплосодержания воздуха вспомогательного потока, ккал/кг сух. возд.

Температура пленки воды определяется точкой пересечения луча процесса изменения состояния вспомогательного потока воздуха с кривой $\varphi = 100\%$.

Из уравнения VII-29 следует, что чем больше расход вспомогательного потока воздуха $G_{\text{в}}$ по сравнению с расходом основного потока G , тем меньше увеличивается теплосодержание вспомогательного потока. Это означает, что с увеличением отношения $G_{\text{в}} : G$ процесс во вспомогательном потоке приближается к адиабатическому, а температура воды t_w — к начальной температуре воздуха по мокрому термометру $t_{\text{м1}}$.

На основании экспериментальных данных установлена зависимость для определения температуры воды

$$t_w = 0,47 \frac{t_1^{1,4}}{(t_1 - t_{m1})^{0,4}} \left(\frac{G_B}{G} \right)^{-0,1}. \quad (\text{VII-30})$$

Чем ниже температура воды, тем более глубокое охлаждение основного потока воздуха может быть достигнуто. Поэтому с возрастанием отношения $G_B : G$ увеличивается коэффициент эффективности охлаждения основного потока, который имеет вид:

$$E_1 = \frac{t_1 - t_2}{t_1 - t_{m1}}.$$

Для пластинчатого теплообменника с проволочным оребрением М. Б. Раяком получена эмпирическая зависимость для определения коэффициента эффективности

$$E_1 = 1,2 \left(\frac{G_B}{G} \right)^{0,33} \Theta^{1,1}, \quad (\text{VII-31})$$

где $\Theta = \frac{t_1 - t_{m1}}{t_1 - t_{p1}}$ — критерий, учитывающий влияние начальных параметров воздуха;

t_{p1} — температура точки росы начального состояния воздуха, град.

Для гладкостенного пластинчатого теплообменника величина коэффициента эффективности E_1 примерно на 40% ниже, чем для оребренного.

Следует заметить, что оптимальные значения $G_B : G$ находятся в пределах $1,0 \leq G_B : G \leq 1,5$.

Коэффициент теплопередачи от основного потока воздуха к пленке воды зависит от конструкции оребрения, скорости движения воздуха и гидродинамических условий движения пленки воды и вспомогательного потока воздуха. Эта зависимость имеет вид:

$$K = A (\nu \gamma)^{0,6} (\nu \gamma_{см})^{0,3}, \quad (\text{VII-32})$$

где A — множитель, зависящий от конструкции поверхности оребрения;

$\nu \gamma$ — весовая скорость основного потока воздуха, $кг/м^2 \cdot сек$;

$\nu \gamma_{см} = \frac{G_B + G_w}{3600 f_{ж}}$ — условная весовая скорость воздушно-водяной смеси в живом сечении теплообменника для прохода вспомогательного потока воздуха и воды, $кг/м^2 \cdot сек$;

G_w — расход орошающей воды, $кг/ч$.

Значения коэффициента A следует принимать:

| | |
|---|------|
| для гладкостенного пластинчатого теплообменника | 6,34 |
| для теплообменника с проволочным оребрением | 16,6 |
| для теплообменника с алюминиевым накатным оребрением | 18,7 |

Весовую скорость основного потока воздуха рекомендуется принимать в пределах $5 \leq v\gamma \leq 9$, а условную весовую скорость вспомогательного потока воздуха — в пределах $15 \leq (v\gamma)_{\text{см}} \leq 20$.

Установлено, что при полном смачивании стенок теплообменника и равномерном движении пленки величина $(v\gamma)_{\text{см}}$ практически не влияет на коэффициент теплопередачи. Кроме того, установлено, что изменение начального состояния воздуха существенно влияет на тепло- и массообмен вспомогательного потока с пленкой воды.

М. Б. Раяком экспериментально установлена эмпирическая зависимость термического критерия Нуссельта

$$Nu_B = 3,2 \cdot 10^{-3} Re_B^{1,33} \theta^{2,9}, \quad (\text{VII-33})$$

где $Nu_B = \frac{\alpha d_{\text{экв}}}{\lambda}$ — термический критерий Нуссельта для вспомогательного потока воздуха;

$Re_B = \frac{(v\gamma)_B d_{\text{экв}}}{\mu g}$ — критерий Рейнольдса для вспомогательного потока;

α — коэффициент явного теплообмена вспомогательного потока воздуха с пленкой воды, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

λ — коэффициент теплопроводности воздуха, принимаемый при средней температуре вспомогательного потока, $\text{ккал}/\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;

μ — коэффициент динамической вязкости воздуха, принимаемый при средней температуре вспомогательного потока, $\text{кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$;

$(v\gamma)_B$ — весовая скорость вспомогательного потока, $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{сек}$;

$d_{\text{экв}}$ — определяющий размер канала для прохода вспомогательного потока воздуха, м.

Коэффициент эффективности вспомогательного потока воздуха определяется выражением

$$E_B = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{t_{B1} - t_w}, \quad (\text{VII-34})$$

где t_{B1} и t_{B2} — начальная и конечная температура вспомогательного потока воздуха, град ;

t_w — температура пленки воды, град .

Так как луч процесса изменения состояния вспомогательного потока воздуха направлен на точку пересечения изотермы t_w с кривой $\phi = 100\%$, то выражение VII-34 позволяет определить конечные параметры вспомогательного потока воздуха.

Для пластинчатого теплообменника с проволочным оребрением поверхности автор исследования рекомендует следующее выражение коэффициента эффективности:

$$E_B = (v\gamma_B)^{0,22} \Theta^{1,65} \quad (\text{VII-35})$$

Следует заметить, что к настоящему времени не создано совершенных конструкций теплообменников, используемых в совмещенных схемах охлаждения воздуха. Поэтому для создания таких теплообменников требуются дальнейшие исследования.

§ 6. ПЕННЫЕ АППАРАТЫ

Значительный практический интерес представляет использование пенных аппаратов для тепловлажностной обработки воздуха [Л. 24]. Основная особенность этих аппаратов заключается в том, что тепловлажностная обработка воздуха происходит в них при проходе его через слой водяной пены. Чрезвычайно развитая поверхность пузырьков пены создает благоприятные условия для эффективного процесса тепло- и влагообмена.

На рис. 107 изображена принципиальная схема устройства пенного кондиционера. Воздух, подлежащий обработке, поступает в нижнюю часть аппарата 1 через патрубок 2. Далее, проходя через отверстия в решетке 3, воздух разбивается на отдельные струйки, которые, встречая на своем пути воду, подаваемую на решетку 3 по трубопроводу 4, образуют слой водяной пены. При контакте воздуха с водой (в пенообразном виде) обработка воздуха может происходить различно в зависимости от температуры подаваемой воды.

Регулирование влажности воздуха, покидающего аппарат, производят при помощи трехходового клапана 5, который в зависимости от характера импульса датчика изменяет соотношение холодной и теплой воды, подаваемой на решетку.

Для поддержания высоты пены на определенном уровне в аппарате устроен порог или переливная труба с задвижкой 6. В целях интенсификации процессов увлажнения воздуха в баке аппарата 7 размещают змеевик 8, подогревающий воду. Этот же змеевик можно использовать и для непосредственного охлаждения воды.

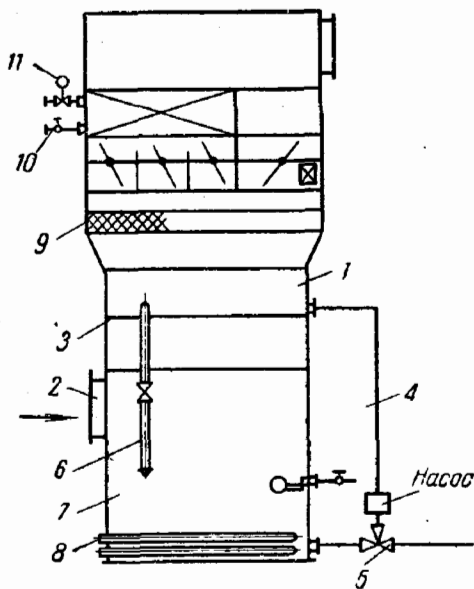


Рис. 107. Принципиальная схема пенного кондиционера

На выходе из пенной камеры устанавливают сепаратор 9, после которого обрабатываемый воздух поступает в калорифер второго подогрева 10, в котором нагревается до заданной температуры. Нагревание воздуха в калорифере регулируется с помощью автоматического клапана 11.

Если требуется первый подогрев для воздуха, то его выполняют в виде отдельного узла, присоединяемого к пенному аппарату.

Основным элементом пенного аппарата является решетка, которую изготавливают из металла, керамики, пластмассы и т. п. Отверстия в решетке могут быть либо круглой, либо прямоугольной формы. При круглой форме отверстий их диаметр принимают от 2 до 8 мм, а при прямоугольной форме ширина просвета между стержнями решетки должна быть 3÷4 мм.

Наблюдениями установлено, что при отношении живого сечения решетки к общей площади решетки в пределах 0,06÷0,18 пена образуется достаточно устойчивая. При меньшем значении этого отношения может возникнуть явление барботажа, который резко ухудшает процесс тепло- и влагообмена. Скорость воздуха в живом сечении решетки рекомендуется принимать не менее 5—6 м/сек. Скорость воздуха в поперечном сечении аппарата принимают в пределах 0,9÷2,5 м/сек. При большей скорости наблюдается интенсивный унос влаги.

Процессы обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме при применении пенных аппаратов изображают так же, как это было показано выше при рассмотрении форсуночных камер.

Приближенно можно считать значение коэффициента эффективности адиабатического процесса обработки воздуха в пенном аппарате, равным $E=0,87$ (при условии, что живое сечение решетки составляет 0,06 от полного).

В процессах, протекающих с изменением теплосодержания воздуха, коэффициент эффективности, согласно некоторым приближенным данным, колеблется в пределах 0,8—0,97 (при применении решеток с живым сечением, равным 0,12 от полного).

В последние годы продолжают исследования процесса тепло- и влагообмена, происходящего в этих аппаратах, с целью разработки более строгого метода их расчета.

Более подробно о комплексной обработке воздуха в пенных аппаратах изложено в работе С. А. Богатых [Л. 3].

§ 7. ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА АБСОРБЦИЕЙ С ПОМОЩЬЮ ЖИДКИХ ВЛАГОПОГЛОЩАЮЩИХ ВЕЩЕСТВ

Процесс осушения воздуха при непосредственном его взаимодействии с водными растворами солей основан на том, что при одинаковых температурах парциальное давление пара над поверхностью раствора p_p ниже соответствующего давления паров над поверхностью воды p_v . Это свойство растворов зависит от вида ра-

створенного вещества, его концентрации и степени диссоциации молекул.

Более низкое парциальное давление пара над поверхностью раствора, чем над поверхностью воды, объясняется тем, что молекулы растворителя (воды) притягиваются друг к другу слабее, чем к молекулам растворенного вещества. А так как растворенное вещество (соль) не может перейти в газовую атмосферу, то и для молекул растворителя затрудняется возможность такого перехода. Последнее может служить объяснением причины уменьшения парциального давления пара над поверхностью раствора по сравнению с парциальным давлением над поверхностью воды.

Отношение

$$p_p^- : p_v = \varphi$$

представляет аналогию с понятием относительной влажности.

Под концентрацией раствора понимается отношение веса растворенного вещества к весу раствора, выраженное в процентах:

$$K_p^- = \frac{G}{W + G} 100\%, \quad (\text{VII-36})$$

где G — вес растворенного вещества;

W — вес растворителя (воды).

Концентрация может также выражаться и в молях. Если K_m — концентрация, выраженная в молях, то зависимость между K_m и K_p может быть записана в следующем виде:

$$K_m = \frac{10K_p}{M(1 + 0,01K_p)}, \quad (\text{VII-37})$$

где M — молекулярный вес растворенной соли.

Температура замерзания раствора зависит от концентрации растворенного вещества. При этой температуре в растворе начинают образовываться кристаллы льда. Такое состояние раствора называется криоскопическим, а понижение температуры замерзания раствора по сравнению с температурой замерзания растворителя (воды) носит название *криоскопической температуры*.

На рис. 108 изображена кривая фазового состояния раствора в координатах $t - K_m$. Допустим, что раствор с начальным состоянием, определяемым точкой A , подвергается охлаждению, протекающему вначале до линии $K_m = \text{const}$. При температуре t_6 раствор приобретает криоскопическое состояние, сохраняя при этом жидкую фазу.

Процесс дальнейшего охлаждения раствора будет характеризовать кривая $B - C$, называемая кривой криоскопического состояния. Охлаждение сопровождается образованием кристаллов льда за счет уменьшения количества растворителя, находящегося в жидкой фазе, в результате чего концентрация раствора будет повышаться.

Из рис. 108 также видно, что с понижением криоскопической температуры раствора увеличивается депрессия ($p_v - p_p$) над поверхностью раствора и уменьшается величина ϕ .

Если начальное состояние раствора характеризуется точкой E (отличающейся от точки A как температурой, так и более высокой концентрацией), то при охлаждении такого раствора до температуры t_d раствор приобретает насыщенное состояние.

Дальнейшее охлаждение раствора происходит по кривой насыщения $ДС$ и сопровождается образованием кристаллов растворенной соли.

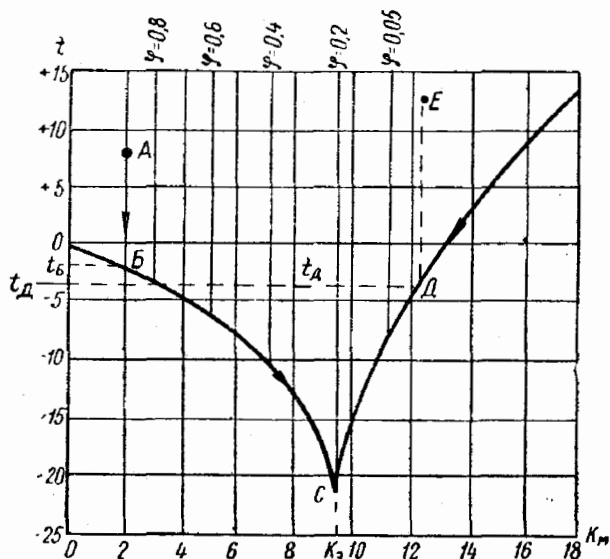


Рис. 108. Диаграмма фазового состояния растворов

ной соли. В точке C (если изменение состояния происходит по кривой BC) весь раствор переходит в твердую фазу, состоящую из кристаллов соли и льда. Концентрация раствора, соответствующая точке C , называется эвтектической концентрацией и обозначается K_a .

Изложенное позволяет сделать следующий вывод: каждой концентрации соответствует определенная криоскопическая температура (если эти концентрации ниже эвтектической).

Было доказано, что понижение парциального

давления водяного пара над соляным раствором зависит только от температуры замерзания раствора и практически одинаково для растворов различных солей (при одинаковой температуре их замерзания). Однако следует иметь в виду, что при этом концентрация раствора должна быть меньше эвтектической концентрации, а теплота растворения соли должна быть незначительной по сравнению с теплотой испарения воды.

Таким образом, если у соляных растворов температура замерзания одинакова, то воздух над поверхностью растворов при одинаковой его температуре будет иметь одинаковую относительную влажность.

На рис. 109 приведена зависимость относительной влажности воздуха над поверхностью раствора от его температуры и температуры замерзания.

Согласно графику, при температуре замерзания раствора -20° и температуре раствора -10° относительная влажность воздуха над раствором 92%. При повышении температуры раствора относительная влажность уменьшается до 82,5% при $t=0^\circ$. При тем-

пературе выше 0° относительная влажность остается постоянной.

На рис. 110 приведена зависимость парциального давления пара над раствором хлористого кальция от концентрации и температуры.

Граничная линия является предельной для давления пара насыщенных растворов хлористого кальция, а точки перелома этой линии соответствуют эвтектическому состоянию раствора, при котором вся система превращается в твердую фазу. Поглощение влаги из воздуха хлористым кальцием сопровождается выделением теплоты гидратации, растворения, разбавления и конденсации (рис. 111).

Для осушения воздуха, помимо солей кальция, применяют соли лития и некоторые другие.

Так как в процессе осушения воздуха концентрация раствора снижается (за счет выпавшей из воздуха влаги), то ее необходимо восстанавливать до начального значения. Восстановление концентрации называется реконцентрацией раствора.

Реконцентрацию раствора можно производить путем непрерывного добавления соли к раствору по мере разбавления его абсорбированной влагой, при этом одновременно необходимо удалять из системы избыточный раствор. Этот метод следует применять при низкой стоимости соли.

Вместе с тем следует учитывать необходимость защиты канализации от разрушающего химического воздействия сбрасываемого в нее раствора.

Восстановить концентрацию раствора можно также путем вымораживания избытков воды в специальном охладителе. Наиболее широко распространен метод выпаривания влаги из растворов с помощью специальных кипяtilьников. После кипяtilьника раствор поступает в охладитель, представляющий собой теплообменный аппарат, в котором раствор в некоторой мере охлаждается, отдавая тепло деконцентрированному раствору, направляющемуся в кипяtilьник.

На рис. 112 изображена принципиальная схема хлористолитиевой установки, работающей на тепле низкого потенциала [см. Л. 53].

Осушение воздуха происходит в форсуночной камере 2, в которой обрабатываемый воздух соприкасается с капельками разбрызгиваемого раствора. После осушения воздух охлаждают в камере 1, где он вступает в контакт с капельками разбрызгиваемой воды.

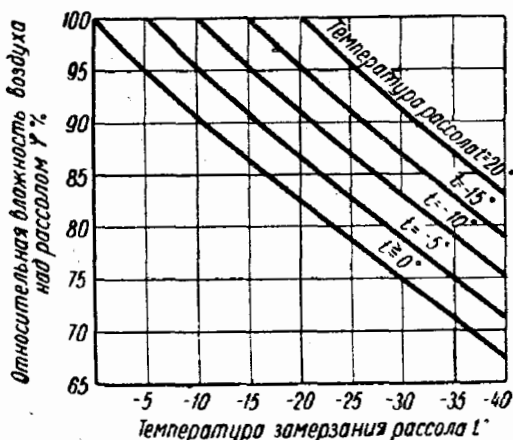


Рис. 109. Относительная влажность воздуха в пограничном слое над водными растворами солей

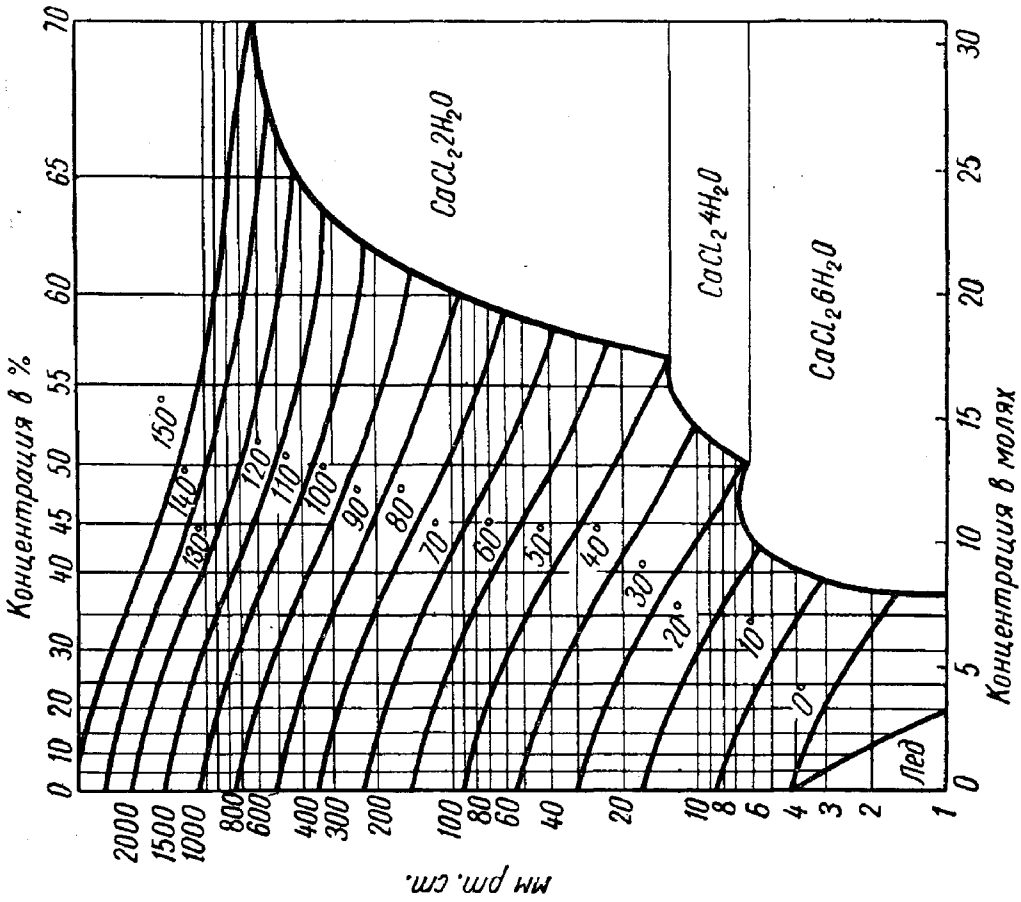


Рис. 110. Зависимость парциального давления пара над водным раствором хлористого кальция от концентрации и температуры

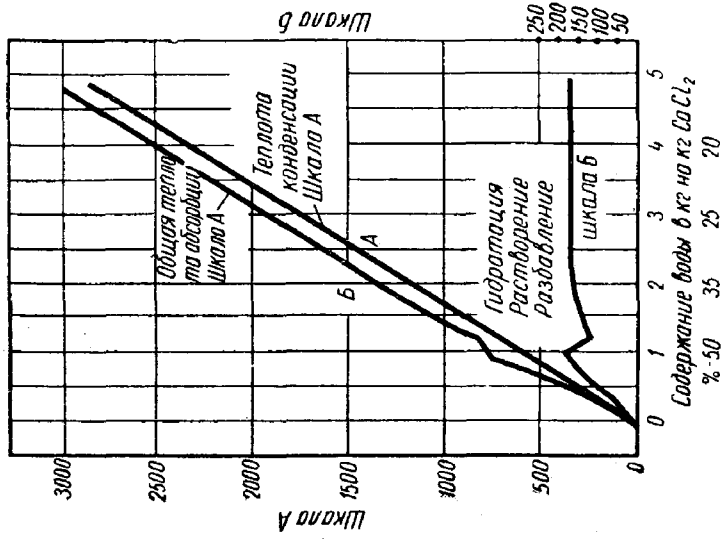


Рис. 111. Кривые зависимости теплоты гидратации, растворения, раздвояния и конденсации от концентрации раствора хлористого кальция

Понижение температуры воздуха в этой камере происходит в результате адиабатического процесса увлажнения. В зависимости от конкретных условий необходимые параметры приточного воздуха можно также получить путем смешивания с байпасируемым воздухом или с помощью последующего охлаждения в поверхностном воздухоохладителе, который работает на водопроводной воде.

В процессе осушения выпавший из воздуха конденсат разбавляет раствор. Разбавленный раствор регенерируется в регенераторе 6, в котором регенерация происходит при кипении под вакуумом.

Вакуум в регенераторе создается с помощью конденсатора 4,

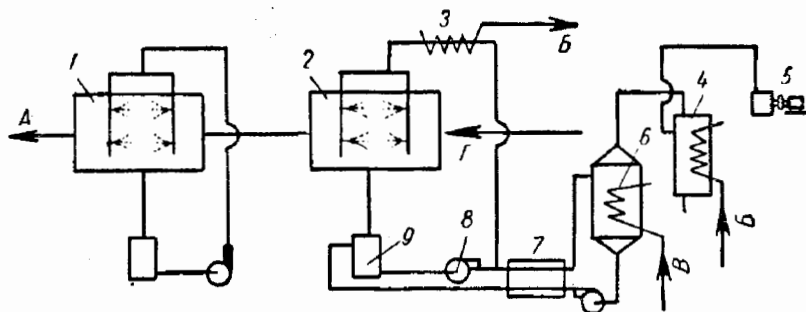


Рис. 112. Схема установки кондиционирования воздуха с помощью растворов, работающая на тепле низкого потенциала: А — охлажденный воздух, подаваемый в кондиционируемое помещение; В — охлаждающая вода; В — теплопоситель; Г — наружный воздух

конденсирующего водяные пары, и вакуум-насоса 5, откачивающего неконденсирующиеся газы и воздух, выделяющиеся из раствора и попадающие в регенератор через неплотности.

Из регенератора раствор перекачивается через рекуперативный теплообменник 7 в емкость 9, из которой раствор с помощью насоса 8 направляется в охладитель 3, в котором он охлаждается, и затем поступает на орошение в камеру 2, после чего цикл повторяется вновь.

Описанная установка проста: она состоит из обычного оборудования кондиционирования воздуха и дополнительной теплообменной аппаратуры. При использовании таких установок отпадает необходимость в холодильных машинах. Для получения холода расходуется тепловая энергия низкого потенциала. Электроэнергия расходуется при этом только на привод насосов.

Снижение теплосодержания обрабатываемого воздуха в таких установках происходит главным образом вследствие осушения воздуха при контакте с раствором. Процесс регенерации раствора осуществляется под вакуумом с использованием тепла низкого потенциала (при температуре 50—80°).

При осушении воздуха холодным раствором можно получить повышенный эффект снижения теплосодержания воздуха за счет утилизации холода «охлаждающей» воды с температурой 12—20°. Это является положительной особенностью установки рассматри-

ваемого типа, так как известно, что воду с такой температурой для целей непосредственного охлаждения и осушения воздуха использовать не всегда возможно.

Рассмотрим с помощью $I-d$ -диаграммы процессы взаимодействия между воздухом и растворами солей.

Из предыдущего известно, что при контакте воздуха с каплями разбрызгиваемой воды возможные изменения состояния воздуха находятся в пределах криволинейного треугольника BAE (см. рис. 48). В нем точка A соответствует начальному состоянию обрабатываемого воздуха, а прямые AB и AE являются касательными, проведенными из точки A к кривой $\varphi=100\%$.

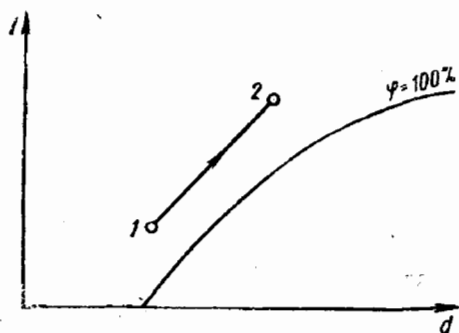


Рис. 113. Нагревание и увлажнение воздуха при контакте его с водным раствором солей

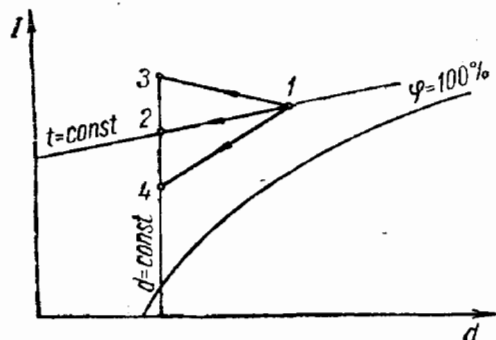


Рис. 114. Изображение на $I-d$ -диаграмме процессов осушения воздуха с помощью растворов

Использование водных растворов некоторых солей для кондиционирования воздуха следует считать более эффективным, чем применение воды, так как эти растворы позволяют расширить пределы изменения параметров обрабатываемого воздуха. Например, при обработке воздуха водой невозможно произвести осушение изотермическое, осушение с одновременным нагреванием и некоторые другие случаи обработки воздуха.

При использовании растворов для нагрева и увлажнения воздуха в зимнее время этот процесс изображается на $I-d$ -диаграмме прямой $1-2$ (рис. 113). В этом случае в результате взаимодействия раствора с воздухом повышается его тепло- и влаго-содержание.

Такой процесс обработки воздуха обусловливается соответствующей концентрацией раствора, при которой упругость водяных паров над раствором будет выше, чем в обрабатываемом воздухе.

Вследствие разности температур раствора и обрабатываемого воздуха происходит нагрев воздуха, а наличие разности упругостей водяных паров на поверхности капелек раствора и в воздухе обеспечивает процесс испарения воды из раствора. Таким образом, воздух в процессе обработки будет нагреваться и увлажняться.

Для восстановления концентрации раствора к нему добавляют соответствующее количество воды. Нагрев раствора можно производить в нагревателе.

Осушение воздуха с помощью растворов может протекать изотермически (луч 1—2, рис. 114), с повышением температуры (луч 1—3) и с понижением температуры (луч 1—4).

Изотермическое осушение влажного воздуха растворами можно произвести при одинаковых начальных температурах воздуха и орошающего раствора при таком количестве последнего, при котором теплота конденсации водяных паров и теплота разбавления несущественно повышают температуру раствора.

Для осушения воздуха, которое сопровождается повышением его температуры, требуется более высокая температура раствора, чем у обрабатываемого воздуха. Однако температура раствора при этом не может значительно превышать температуру воздуха, так как для осушения воздуха требуется, чтобы упругость водяных паров над поверхностью раствора была меньше упругости водяных паров в воздухе.

Осушение воздуха с одновременным его нагреванием можно также производить при равенстве начальных температур воздуха и раствора, но при малом количестве последнего. При таких условиях повышение температуры воздуха происходит вследствие повышения температуры раствора за счет теплоты конденсации водяных паров и теплоты разбавления.

Для осушения воздуха с одновременным понижением его температуры требуется, чтобы температура раствора была ниже, чем при изотермическом процессе.

Пример. Произвести расчет кондиционирования воздуха, определить необходимое количество раствора, его концентрацию, а также начальную и конечную температуры.

Параметры внутреннего воздуха: $t_{в} = +22^{\circ}$, $\varphi_{в} = 50\%$, $I_{в} = 11,4$; $d_{в} = 8,4$. Параметры наружного воздуха: $t_{н} = +30^{\circ}$, $\varphi_{н} = 60\%$; $I_{н} = 17$; $d_{н} = 16,2$. Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\varepsilon_{п} = 2000$. Температура приточного воздуха $t_{п} = 17^{\circ}$. Схема обработки воздуха — прямоточная. Количество выделяющейся влаги в помещении 30 кг/ч .

Решение. На $I-d$ -диаграмму (рис. 115) наносим точку B , соответствующую параметрам внутреннего воздуха. Через точку B проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении до изотермы 17° . Полученная точка $П$, характеризующая состояние приточного воздуха, имеет следующие параметры: $\varphi_{п} = 61\%$; $d_{п} = 7,5$; $I_{п} = 8,6$.

Необходимое количество воздуха составляет:

$$L = \frac{30\,000}{8,4 - 7,5} = 33\,330 \text{ кг/ч.}$$

Для получения воздуха состояния, характеризуемого точкой $П$, предполагается обработка воздуха раствором хлористого кальция. Приняв параметры точки $П$ за конечное состояние воздуха, обрабатываемого в форсуночной камере, и соединив прямой эту точку с точкой $Н$, соответствующей состоянию наружного воздуха, получим луч процесса изменения состояния наружного воздуха при орошении его рассолом.

Учитывая реальные условия процесса тепло- и массообмена в камере орошения, принимаем коэффициент ее эффективности равным

$$E = \frac{d_n - d_n}{d_n - d_k} = 0,95.$$

Отсюда

$$d_k = 16,2 - \frac{16,2 - 7,5}{0,95} = 7,05 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Продолжив прямую HP до пересечения с $d_n = \text{const}$, получим точку K , определяющую средние параметры разбрызгиваемого рассола:

$$t_{p.c.p} = t_k = 16^\circ; \rho_{p.c.p} = 8,5 \text{ мм рт. ст.}$$

В соответствии с полученными значениями $t_{p.c.p}$ и $\rho_{p.c.p}$ по диаграмме (см. рис. 110) для раствора CaCl_2 находим необходимую среднюю концентрацию $K_{p.c.p} = 26,5\%$, соответствующую параметрам точки K .

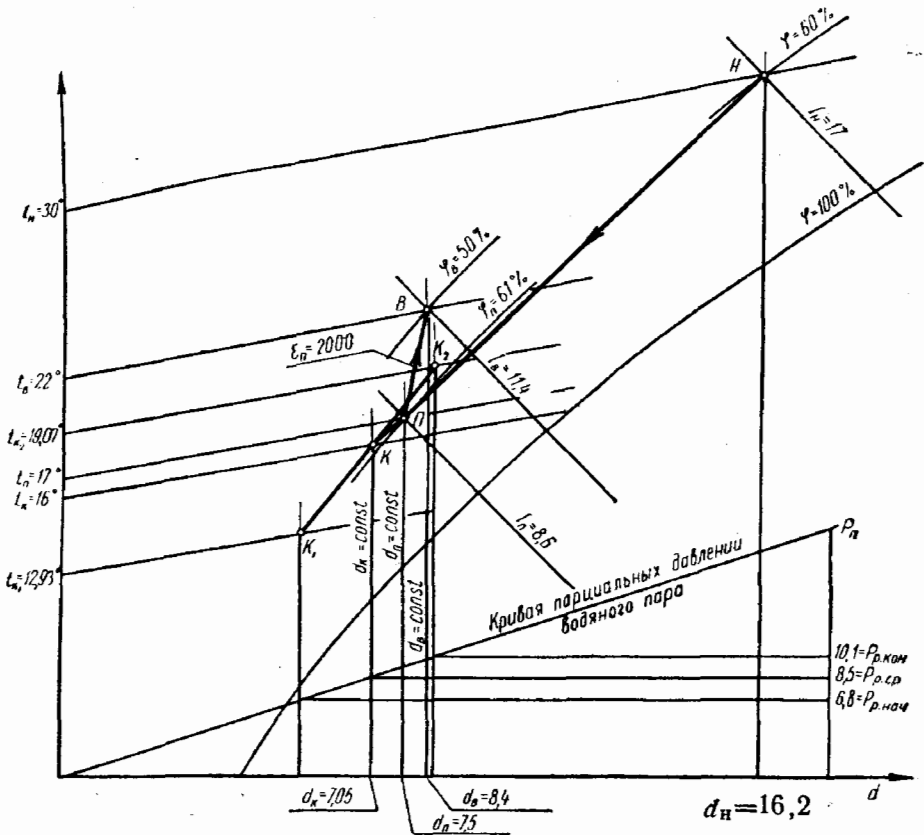


Рис. 115. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса кондиционирования воздуха при применении раствора хлористого кальция

Обычно в процессе сорбции допускается изменение концентрации в пределах до $0,3\%$. Принимаем изменение концентрации равным $0,1\%$. Тогда начальная концентрация $K_{p.нач} = 26,55\%$ и конечная $K_{p.кон} = 26,45\%$.

Количество конденсирующейся из воздуха влаги равно:

$$W_k = 33\,330 (16,2 - 7,5) 10^{-3} = 290 \text{ кг/ч.}$$

Для определения величин W и G воспользуемся выражениями начальной и конечной концентраций раствора:

$$K_{p.нач} = \frac{100G}{G + W - \frac{W_k}{2}}; \quad K_{p.кон} = \frac{100G}{G + W + \frac{W_k}{2}}.$$

В результате совместного их решения получим:

$$W = 56\,485 \text{ кг/ч};$$

$$G = 20\,365 \text{ кг/ч};$$

$$W + G = 76\,850 \text{ кг/ч}.$$

При этом коэффициент орошения $\mu = \frac{76\,850}{33\,330} = 2,3$.

Количество раствора, разбрызгиваемого в оросительной камере, равно:

$$W + G - \frac{W_k}{2} = 56\,485 + 20\,365 - \frac{290}{2} = 76\,705 \text{ кг/ч}.$$

Количество раствора, выпадающего в поддон кондиционера, составит

$$W + G + \frac{W_k}{2} = 56\,485 + 20\,365 + \frac{290}{2} = 76\,995 \text{ кг/ч}.$$

Полное количество тепла, отводимое от воздуха в оросительной камере, равно:

$$Q_0 = 33\,330(17 - 8,6) = 280\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Пользуясь графиком (см. рис. 111), находим теплоту разбавления, отнесенную к средней температуре раствора $t_{p.ср} = t_k = 16^\circ$ и $K_{p.ср} = 26,5\%$:

$$152 \cdot 290 = 44\,000 \text{ ккал/ч},$$

где 152 ккал/кг сконденсировавшейся влаги — теплота разбавления.

Таким образом, полное количество тепла, поступающего в раствор, составит:

$$Q_p = 280\,000 + 44\,000 = 324\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Теплоемкость раствора при $t_{p.ср} = 16^\circ$ определяем по формуле [Л. 26]

$$c_t = c_0 + 0,0019 t_{p.ср} \left(\sqrt[4]{\gamma_{15} - 1} - 0,409 \right),$$

где $c_0 = 0,678$ — теплоемкость раствора при $t = 0^\circ$;

$\gamma_{15} = 1,25$ — плотность раствора при $t = 15^\circ$ (c_0 и γ_{15} приняты при $K_{p.ср} = 26,5\%$);

$$c_t = 0,678 + 0,0019 \cdot 16 \left(\sqrt[4]{1,25 - 1} - 0,409 \right) = 0,687 \text{ ккал/кг} \cdot \text{град}.$$

Температурный перепад раствора составит:

$$\Delta t = \frac{324\,000}{76\,850 \cdot 0,687} = 6,14^\circ.$$

При этом начальная температура раствора

$$t_{p.нач} = 16 - \frac{6,14}{2} = 12,93^\circ;$$

конечная температура раствора

$$t_{p.кон} = 16 + \frac{6,14}{2} = 19,07^\circ.$$

По графику (см. рис. 110) находим упругости водяных паров над поверхностью раствора, соответствующие начальным и конечным параметрам раствора:

$$p_{p.нач} = 6,8 \text{ мм рт. ст. и } p_{p.кон} = 10,1 \text{ мм рт. ст.}$$

В соответствии с начальными и конечными параметрами раствора на $I-d$ -диаграмму наносим точки, характеризующие его начальное и конечное состояния.

§ 8. ОСУШЕНИЕ ВОЗДУХА АДСОРБЦИЕЙ С ПОМОЩЬЮ ТВЕРДЫХ ВЛАГОПОГЛОЩАЮЩИХ ВЕЩЕСТВ

Явление адсорбции заключается в поглощении паров, газов или растворенных веществ поверхностью твердых поглотителей (адсорбентов). Такими поглотителями могут являться активированный уголь, силикагель, алюмогель, губчатая платина и др. Все эти вещества характеризуются капиллярно-пористой структурой, вследствие чего они обладают весьма развитой внутренней поверхностью капилляров, достигающей нескольких сот квадратных метров на 1 кг массы вещества.

Механизм процесса осушения воздуха при проходе его через слой адсорбента [Л. 25] заключается в следующем. Известно, что когда смачивающая жидкость частично заполняет капиллярный канал, мениск жидкости в капилляре приобретает вогнутую форму. Парциальное давление паров на вогнутой поверхности мениска меньше, чем парциальное давление паров над плоской поверхностью жидкости.

Поскольку парциальное давление водяных паров в воздухе, окружающем капиллярное тело, выше, чем на вогнутой поверхности мениска, то образующийся потенциал вызывает перенос пара из окружающего воздуха в капилляр. В капиллярном канале пар претерпевает фазовое превращение при переходе из газообразного в жидкое состояние.

Таким образом, при прохождении осушаемого воздуха через слой адсорбента происходит явление капиллярной конденсации, обусловленное наличием некоторого количества жидкости в капиллярах, необходимого для образования вогнутого мениска.

Из элементарной физики известно, что понижение парциального давления на вогнутой поверхности мениска обратно пропорционально радиусу капилляра. Следовательно, и количество конденсирующегося пара будет также обратно пропорционально радиусу капилляра.

Из числа упомянутых выше адсорбентов в технике кондиционирования воздуха широко применяются силикагель и алюмогель.

Силикагель SiO_2 представляет собой зернистое стекловидное вещество, получаемое путем обработки жидкого стекла минераль-

ной кислотой. Для осушения воздуха обычно применяют силикагель с размерами зерен от 1 до 3 мм.

Поверхность капилляров в одном килограмме силикагеля достигает $400\,000\text{ м}^2$ при удельном весе 2,04—2,5. Объемный вес силикагеля равен 640—700 кг/м³. Силикагель обладает высокой гидрофильностью. Адсорбирующая способность силикагеля зависит от температуры осушаемого воздуха. С повышением температуры воздуха способность поглощения влаги силикагелем уменьшается.

При длительном пребывании силикагеля в воздухе, обладающем неизменяющимися параметрами, он приобретает равновесное состояние, характеризующееся определенным значением влагосодержания g , выражаемым в г/кг сухого силикагеля.

На рис. 116 изображена зависимость равновесного влагосодержания силикагеля от температуры и содержания влаги в воздухе при длительном пребывании силикагеля в воздушной среде с постоянными параметрами. Из графика видно, что при определенном влагосодержании воздуха равновесное состояние силикагеля тем ниже, чем выше температура воздуха. Поэтому применять силикагель для осушения воздуха при температурах выше 35° нецелесообразно.

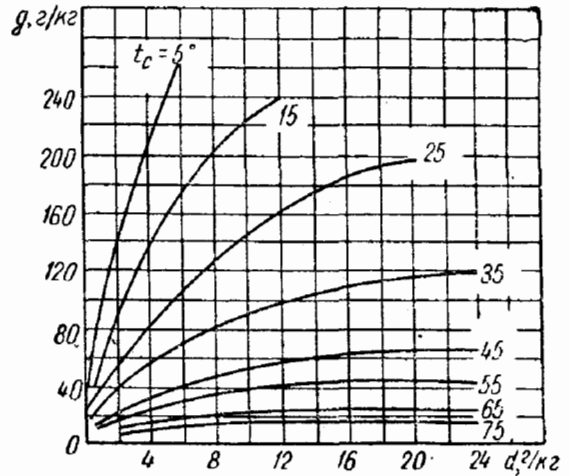


Рис. 116. Зависимость равновесного влагосодержания силикагеля от температуры и влагосодержания воздуха

В условиях практического применения силикагеля или другого вида адсорбента влажность не следует доводить до предельных условий, показанных на графике (рис. 116). Последнее объясняется тем, что в процессе работы слоя адсорбента, осушающего воздух, его насыщение происходит отдельными слоями по ходу воздуха.

Рассмотрим этот вопрос несколько подробнее. Если через слой адсорбента толщиной AG (рис. 117) проходит осушаемый воздух, то отношение $x : a$ в какой-то момент времени будет выражать степень насыщения адсорбента влагой (здесь x — влажность адсорбента в данный момент; a — предельное количество влаги, насыщающей адсорбент, равное $0,08 \div 0,1$ от веса сухого силикагеля).

На рис. 117 масштаб этого отношения в пределах от 0 до 1 нанесен на оси ординат. По истечении z_4 часов некоторая часть слоя толщиной AB оказывается полностью насыщенной. В пределах толщины слоя BB в этот момент степень насыщения адсорбента изменяется от 0 до 1. В последней части слоя ($BГ$) отношение $x : a \rightarrow 0$.

Следовательно, воздух приобретает конечную влажность по выходе из слоя *БВ*.

По истечении времени, равного z_6 часов, воздух уже невозможно осушить до заданного уровня, так как с этого момента степень использования слоя адсорбента будет непрерывно снижаться. Таким образом, осушение воздуха должно прекратиться еще до достижения всем слоем адсорбента равновесной влажности $x:a=1$.

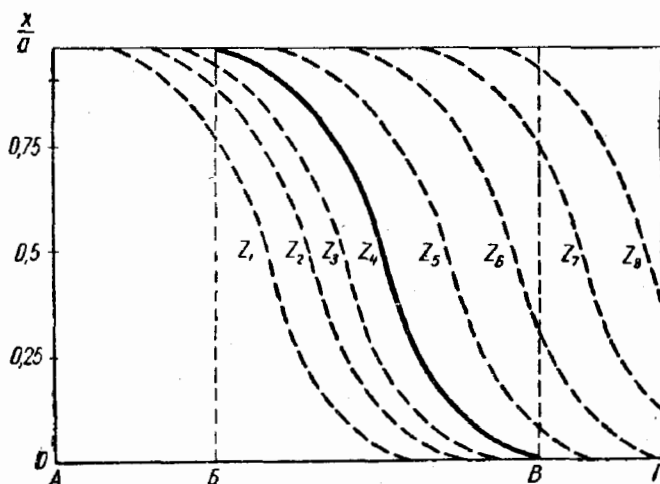


Рис. 117. Изменение влажности силикагеля

Изложенное показывает, что чем меньше толщина слоя *АГ*, тем меньше предельная величина степени насыщения $x:a$. Следовательно, с этой точки зрения для более полного использования адсорбента толщина его слоя должна быть по возможности большей. Однако с возрастанием толщины слоя увеличивается его сопротивление прохождению воздуха. При размере зерен силикагеля от 1 до 3 мм сопротивление слоя можно приближенно найти по формуле

$$h = (3,5 \div 4,0) \delta v^2 \text{ [кг/м}^2\text{]}, \quad (\text{VII-38})$$

где δ — толщина слоя силикагеля, мм;

v — скорость воздуха, отнесенная к лобовому сечению слоя силикагеля, м/сек.

Кроме силикагеля, для осушения воздуха можно использовать алюмогель Al_2O_3 . Объем капилляров алюмогеля примерно составляет 30% его общего объема, поверхность капилляров 1 кг алюмогеля достигает примерно 250 000 м²; объемный вес — 800 кг/м³, удельный вес — 3,25. Алюмогель рекомендуется применять для осушения воздуха с температурой не выше 25°.

Приведенные характеристические данные свидетельствуют о более низкой способности алюмогеля как адсорбента по сравнению с силикагелем. Предельное количество влаги, насыщающей алюмогель, составляет $a=0,04-0,1$ от веса сухого вещества.

Степень осушения воздуха в случае применения алюмогеля выше, чем при использовании силикагеля. Размеры зерен алюмогеля колеблются в пределах от 1 до 3 мм. В связи с резким снижением адсорбционной способности алюмогеля с повышением температуры в толще его слоя иногда прокладывают змеевики, по которым пропускают холодную воду, охлаждающую алюмогель. Это мероприятие способствует повышению адсорбционной способности слоя адсорбента в процессе его использования.

В процессе адсорбции конденсация влаги в капиллярах сопровождается выделением теплоты испарения и теплоты смачивания. Полная теплота адсорбции составляет около 700 ккал/кг, из которых около 100 ккал/кг составляет теплота смачивания. Выделяющаяся теплота адсорбции повышает температуру как слоя адсорбента, так и осушаемого воздуха. Наибольшее повышение температуры адсорбента наблюдается в той его части, в которой в данный момент происходит поглощение влаги. При этом по мере смещения зоны адсорбции в том же направлении происходит и смещение зоны наиболее высокой температуры.

Применение твердых влагопоглощающих веществ позволяет получить почти абсолютно сухой воздух.

Использование твердых влагопоглощающих веществ для осушения воздуха можно рекомендовать в тех случаях, когда целью обработки воздуха является его осушение и нагревание.

Рассмотрим построение процесса адсорбции на $I-d$ -диаграмме.

Выше было сказано, что полная теплота адсорбции с достаточным приближением может приниматься равной 700 ккал/кг адсорбированной влаги. Из этого количества тепла около 100 ккал/кг расходуется на нагревание адсорбента и элементов конструкции адсорбера.

В дальнейшем изложении приняты следующие обозначения:

I_1, d_1, t_1 — начальные параметры воздуха;

I_2, d_2, t_2 — конечные параметры воздуха;

G_k — количество водяных паров, сконденсировавшихся в адсорбере;

i_a — теплота адсорбции;

q — расход тепла на нагревание адсорбента и конструкций адсорбера (принимается около 100 ккал/кг адсорбированной влаги);

c — теплоемкость влажного воздуха;

L — количество осушаемого воздуха.

Для вывода выражения углового коэффициента луча процесса адсорбции напишем выражение балансов по теплу и по влаге:

$$LI_2 = LI_1 - G_k t_2 - qG_k + 100G_k, \quad (a)$$

где 100 — теплота смачивания, ккал/кг, адсорбированной влаги;

$$L \frac{d_2}{1000} = L \frac{d_1}{1000} - G_k. \quad (б)$$

Разделив выражение (а) на (б), после соответствующих преобразований получим:

$$\epsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 1000 = \frac{-G_k t_2 - q G_k + 100 G_k}{-G_k} = t_2 + q - 100 \approx t_2. \quad (\text{VII-39})$$

В процессе адсорбции температура воздуха повышается на

$$\Delta t = \frac{(-i_a - q - t_2) \frac{d_1 - d_2}{1000}}{c}. \quad (\text{VII-40})$$

Следовательно, конечная температура воздуха будет равна:

$$t_2 = t_1 + \Delta t. \quad (\text{VII-41})$$

Подставив в выражение VII-39 значение Δt и решив его относительно искомой величины t_2 , получим:

$$\epsilon \approx t_2 = \left[t_1 + \frac{(i_a - q)(d_1 - d_2)}{1000c} \right] : \left(1 + \frac{d_1 - d_2}{1000c} \right). \quad (\text{VII-42})$$

Если точка 1 (рис. 118) соответствует начальному состоянию воздуха, то, проведя через нее луч процесса адсорбции до пересече-

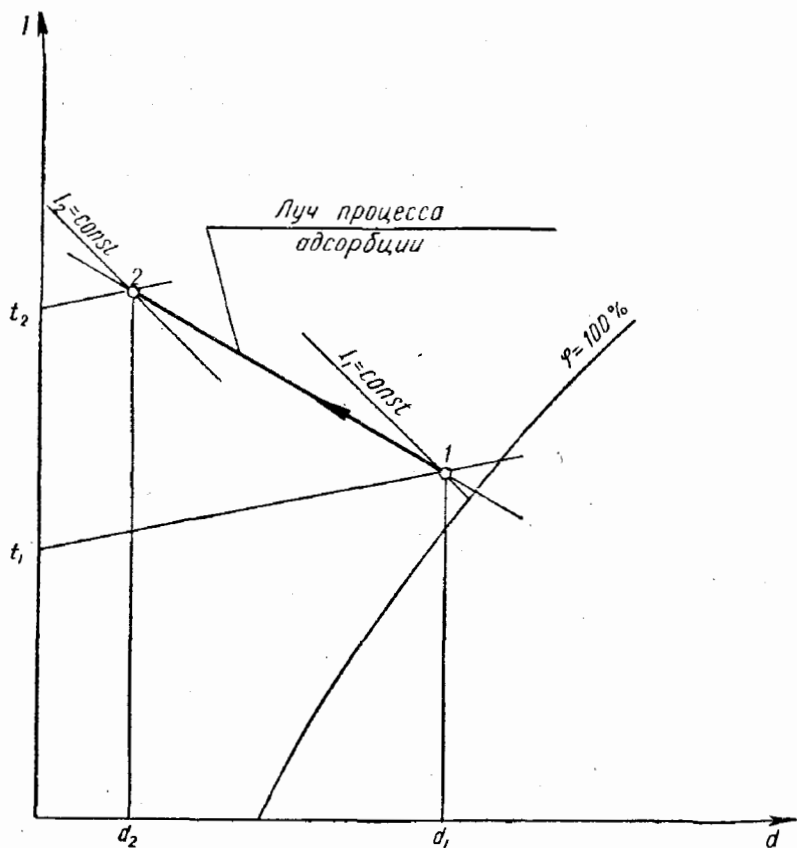


Рис. 118. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса адсорбции

ния с линией $d_2 = \text{const}$ (заданного конечного влагосодержания воздуха), получим точку 2, параметры которой определяют конечное состояние воздуха, выходящего из адсорбера.

В процессе работы слой адсорбента по достижении предельной влажности прекращает поглощение влаги из воздуха. Для восстановления адсорбирующей способности адсорбент подвергают активации, которая заключается в продувке через слой адсорбента нагретого воздуха или отфильтрованных дымовых газов при температурах 180—240°.

Под воздействием высокой температуры влага, содержащаяся в капиллярах, испаряется и отводится вместе с газом или воздухом. В процессе активации слой адсорбента нагревается до 100—110°, вследствие чего перед повторным его использованием адсорбент охлаждают путем продувки через него холодного воздуха. Продувка способствует также поддержанию в адсорбенте минимального количества воды, обеспечивающего образование в капиллярах вогнутого мениска, при наличии которого адсорбент приобретает способность адсорбировать водяной пар.

Таким образом, при работе адсорбционного воздухоосушителя непрерывно чередуются процессы адсорбции и активации. Продолжительность процесса активации принимается равной продолжительности процесса адсорбции, поэтому для обеспечения непрерывного процесса осушения воздуха адсорберы дублируют. В то время как один аппарат адсорбирует влагу, другой подвергается активации. Переключение аппаратов производится автоматически, с помощью реле времени.

Продолжительность периода адсорбции выбирают в зависимости от конкретных условий (в пределах от 10 мин до 8 ч).

Выше было сказано, что в процессе активации вначале происходит нагревание адсорбента и испарение влаги, а затем охлаждение. Длительность нагревания и испарения влаги составляет примерно 70%, а охлаждение — 30% от общей длительности активации.

Расчет адсорбера заключается в определении необходимой лобовой поверхности слоя и его толщины.

Количество влаги, отводимое от воздуха в адсорбере, равно:

$$G_k = L(d_1 - d_2) \cdot 10^{-3} \text{ [кг/ч]}.$$

Для отведения этого количества влаги необходимый объем адсорбента должен быть равен:

$$V = F\delta = \frac{L(d_1 - d_2)z}{a\gamma_a} \cdot 10^{-3} \text{ [м}^3\text{]}, \quad (\text{VII-43})$$

где F — лобовая поверхность слоя адсорбента, м²;

δ — толщина слоя, м;

γ_a — объемный (насыпной) вес адсорбента, кг/м³;

a — предельное количество влаги, насыщающей адсорбент, кг/кг адс;

z — число часов адсорбции.

В свою очередь значение F может быть определено из выражения

$$F = \frac{L}{\gamma 3600v} [м^2], \quad (VII-44)$$

где v — скорость воздуха, отнесенная к лобовой поверхности слоя адсорбента, м/сек. В связи со значительным сопротивлением слоя адсорбента величину v принимают в пределах от 0,15 до 0,5 м/сек;

γ — объемный вес воздуха, кг/м³.

Из совместного решения уравнений VII-43 и VII-44 находим выражение для определения толщины слоя адсорбента:

$$\delta = \frac{(d_1 - d_2) \gamma z v}{a \gamma_a} \cdot 10^{-3} \cdot 3600 [м]. \quad (VII-45)$$

На рис. 119 изображена схема устройства адсорбера. Адсорбер состоит из двух симметрично расположенных камер, внутри которых на полках C расположены слои адсорбента. Осушаемый воздух

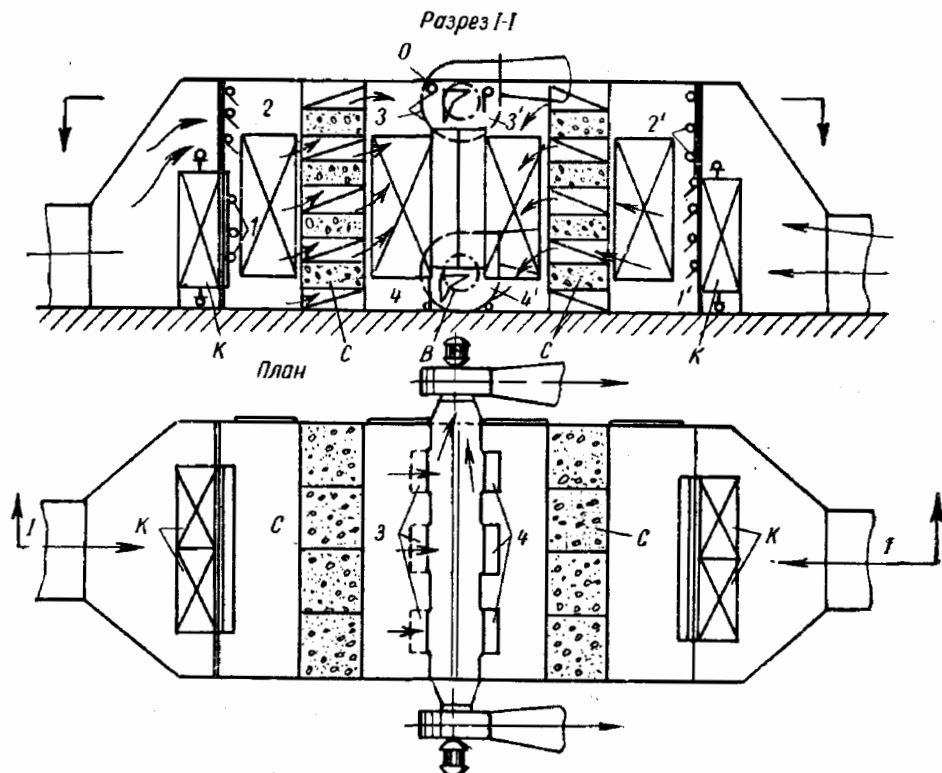


Рис. 119. Схема адсорбера периодического действия

поступает через торцовое отверстие и, пройдя слой адсорбента, отводится через канал O . В это время в соседней камере происходит активация. Горячий воздух поступает также через торцовое отверстие и, пройдя через слой адсорбента, отводится в канал B .

Активирующий воздух нагревается при помощи калориферов K , установленных в каждой из камер. Допустим, что левая камера работает на адсорбцию, а в правой происходит процесс активации. В этом случае клапан 1 закрыт, а через клапан 2 в левую камеру поступает воздух, подлежащий осушению. Клапан 3 открыт, клапан 4 закрыт. Осушенный воздух из левой камеры поступает в канал O и далее направляется по своему назначению. В правой камере клапаны $2'$ и $3'$ закрыты, а клапаны $1'$ и $4'$ — открыты. Нагретый в калориферах (правой камеры) воздух проходит через слой адсорбента и затем отводится через канал B .

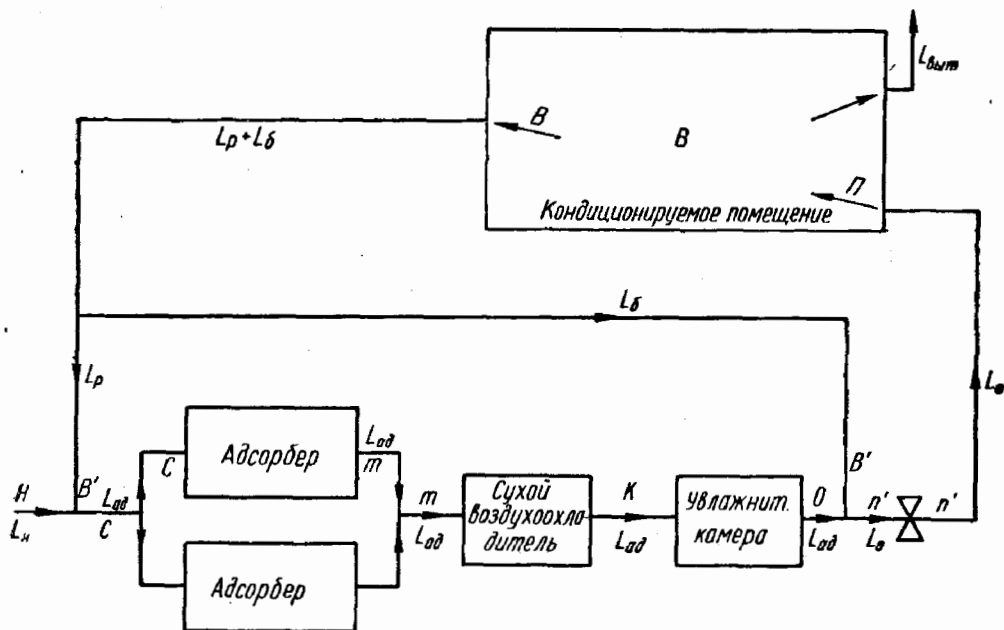


Рис. 120. Принципиальная схема устройства кондиционирования воздуха, использующая для осушения воздуха твердые влагопоглощающие вещества ($L_p=L_{p1}$; $L_b=L_{p11}$)

Твердые адсорбенты можно применять и для целей кондиционирования воздуха. На рис. 120 изображена схема такого устройства.

Наружный воздух после смешивания с рециркуляционным поступает в адсорбер, где осушается. Затем смесь поступает в сухой поверхностный воздухоохладитель (через который обычно пропускается водопроводная вода), в котором она охлаждается.

После охлаждения смесь поступает в увлажнительную камеру, в которой адиабатически увлажняется. Далее увлажненный воздух смешивается с воздухом второй рециркуляции, в результате чего он приобретает заданные параметры на выходе из кондиционера.

За счет теплообмена, происходящего через стенки канала и перехода механической энергии в тепловую (в вентиляторе), воздух подогревается и поступает в обслуживаемое помещение с заданными параметрами. Воздух первой и второй рециркуляции, забирае-

мый из помещения с состоянием B , за счет теплообмена через стенки канала также повышает свою температуру, в результате чего приобретает состояние, характеризуемое точкой B' , с которым он поступает в кондиционер.

На рис. 121 изображено построение на $I-d$ -диаграмме процесса кондиционирования воздуха (летний режим) по схеме обработки

воздуха с первой и второй рециркуляцией с использованием твердых влагопоглощающих веществ.

Строят этот процесс следующим образом. Через точку B , соответствующую состоянию внутреннего воздуха, проводят луч процесса в помещении. На направлении этого луча по допустимому температурному перепаду ($t_B - t_{II}$) находят точку Π , определяющую параметры приточного воздуха. Затем определяют общее количество вентиляционного воздуха

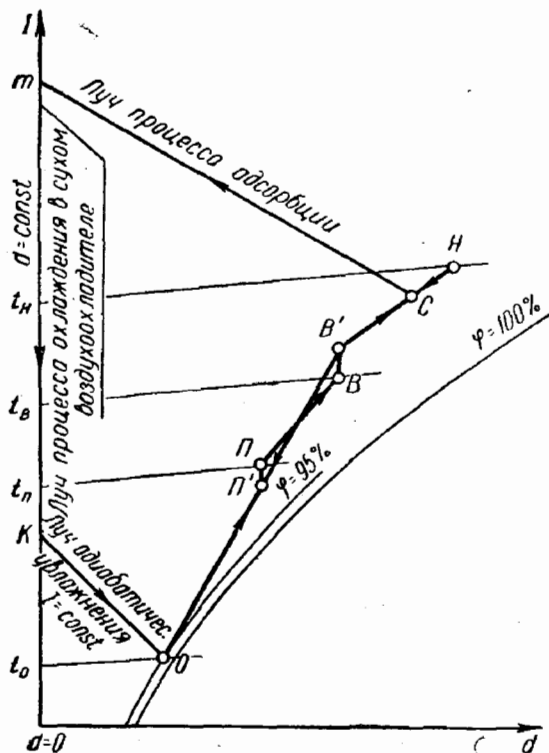


Рис. 121. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса кондиционирования воздуха (летний режим) с применением твердых влагопоглощающих веществ

$$L_o = \frac{W + \sum G}{d_B - d_{II}} \cdot 10^3 \text{ [кг/ч]}.$$

Далее находят положение точек B' и Π' , через которые проводят прямую смеси до пересечения с кривой $\phi=95\%$. Количество воздуха второй ре-

циркуляции находят из пропорции

$$\frac{L_o}{L_{PII}} = \frac{B'O}{\Pi'O},$$

откуда

$$L_{PII} = L_o \frac{\Pi'O}{B'O}.$$

Количество воздуха, проходящего через адсорбер, охладитель и увлажнительную камеру, равно:

$$L_{a1} = L_o - L_{PII}.$$

При заданном количестве наружного воздуха L_n количество воздуха первой рециркуляции составляет:

$$L_{p1} = L_{ад} - L_n.$$

Через точку H , соответствующую состоянию наружного воздуха, и точку B' проводится прямая смеси. Положение точки смеси на этой прямой находится из пропорции

$$\frac{L_{ад}}{L_n} = \frac{B'H}{CB'},$$

откуда

$$CB' = B'H \frac{L_n}{L_{ад}}.$$

С помощью выражения VII-42 вычисляют угловой коэффициент луча процесса в адсорбере и затем через точку C проводят луч процесса адсорбции до пересечения с линией $d=0$. Точка пересечения m характеризует состояние воздуха, выходящего из адсорбера. Через точку O проводят луч адиабатического процесса увлажнения до пересечения с линией $d=0$ в точке K . Параметры этой точки определяют состояние воздуха, выходящего из сухого воздухоохладителя, а линия mK является лучом процесса в сухом воздухоохладителе ($\varepsilon = -\infty$).

На основании произведенного построения имеем:

количество сконденсировавшейся в адсорбере влаги

$$G_c = L_{ад} (d_c - d_m) 10^{-3} \text{ [кг/ч];} \quad (\text{VII-46})$$

количество тепла, отведенного от воздуха в сухом поверхностном воздухоохладителе:

$$Q = L_{ад} (I_m - I_k) \text{ [ккал/ч];} \quad (\text{VII-47})$$

количество влаги, испаряющейся в увлажнительной камере:

$$W_{исп} = L_{ад} (d_o - d_k) 10^{-3} \text{ [кг/ч].} \quad (\text{VII-48})$$

Так как $d_k = 0$, то

$$W_{исп} = L_{ад} d_o \cdot 10^{-3} \text{ [кг/ч].} \quad (\text{VII-48'})$$

Полученные таким путем величины G_c , Q и $W_{исп}$, а также и температуры, которые можно взять непосредственно из $I-d$ -диаграммы, являются исходными данными для расчета адсорбера, сухого воздухоохладителя и увлажнительной камеры.

Пример. Построить на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха с использованием силикагеля для целей осушения воздуха. Схему обработки воздуха следует принять с первой рециркуляцией и вторым подогревом. Параметры внутреннего воздуха: $t_b = +22^\circ$, $\varphi_b = 40\%$, $I_b = 9,4$ ккал/кг сух. возд и $d_b = 6,7$ г/кг сух. возд.

Параметры наружного воздуха: $t_n = +30^\circ$, $\varphi_n = 60\%$; $I_n = 17$ ккал/кг сух. возд и $d_n = 16,2$ г/кг сух. возд.

Угловой коэффициент луча процесса в помещении $\epsilon_{\text{пл}} = \frac{12000}{10} = 1200$; температура приточного воздуха $t_{\text{п}} = 16^\circ$; количество наружного воздуха $L_n = 1800$ кг/ч.

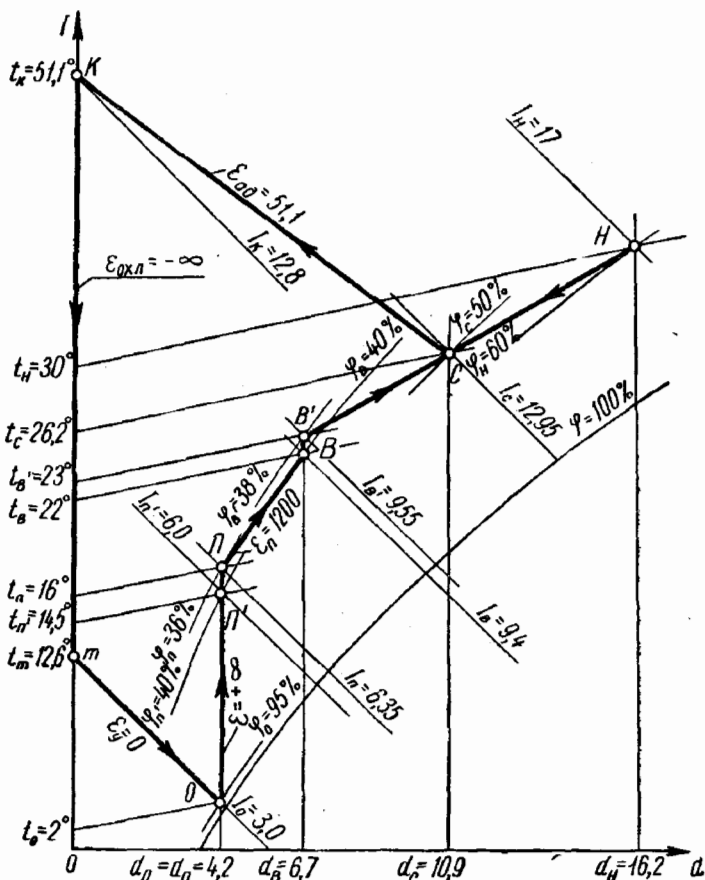


Рис. 122. Пример построения на $I-d$ -диаграмме процесса кондиционирования воздуха (летний режим) с применением твердых влагопоглощающих веществ

Решение. Через точку B (рис. 122) проводим луч процесса в помещении до пересечения с изотермой $t_{\text{п}} = 16^\circ$ в точке P , параметры которой определяют необходимое состояние приточного воздуха:

$$t_{\text{п}} = 16^\circ; \varphi_{\text{п}} = 36\%; I_{\text{п}} = 6,35 \text{ ккал/кг сух. возд}; d_{\text{п}} = 4,2 \text{ г/кг сух. возд}.$$

Количество вентиляционного воздуха

$$L_0 = \frac{10 \cdot 10^3}{6,7 - 4,2} = 4000 \text{ кг/ч}.$$

Принимая, что температура приточного воздуха в вентиляторе и каналах повышается на $1,5^\circ$, а рециркуляционного воздуха — на 1° , находим на $I-d$ -диаграмме соответствующие точки B' и P' . Параметры их: $t_{B'} = 23^\circ$;

$\varphi_{B'} = 38\%$; $I_{B'} = 9,55$ ккал/кг сух. возд; $d_{B'} = 6,7$ г/кг сух. возд; $t_{\Pi'} = 14,5^\circ$;
 $\varphi_{\Pi'} = 40\%$; $I_{\Pi'} = 6,0$ ккал/кг сух. возд; $d_{\Pi'} = 4,2$ г/кг сух. возд.

Соединив точку B' с точкой H , соответствующей состоянию наружного воздуха, находим длину отрезка CB' на основании пропорции

$$CB' = \frac{1800}{4000} \cdot 109 = 49.$$

Отложив от точки B' полученную длину отрезка $B'C$, находим на прямой $B'H$ положение точки C , имеющей следующие параметры: $t_c = 26,2^\circ$; $\varphi_c = 50\%$;
 $I_c = 12,95$ ккал/кг сух. возд и $d_c = 10,9$ г/кг сух. возд.

Принимая теплоту адсорбции $i_a = 700$ ккал/кг вып. влаги, количество тепла, расходуемого на нагрев адсорбента и конструкций, $q = 100$ ккал/кг вып. влаги и конечное влагосодержание осушаемого воздуха $d_2 = d_k = 0$, по формуле VII-42 вычисляем значение углового коэффициента луча процесса адсорбции:

$$\epsilon_{ал} = \left[26,2 + \frac{(700 - 100) \frac{10,9}{1000}}{0,24} \right] : \left(1 + \frac{10,9}{1000 \cdot 0,24} \right) = 51,1.$$

Через точку C проводим луч процесса адсорбции до пересечения с линией $d=0$ в точке K , параметры которой характеризуют состояние воздуха, выходящего из адсорбера. Значения этих параметров следующие; $t_k = 51,1^\circ$;
 $I_k = 12,8$ ккал/кг сух. возд; $d_k = 0$; $\varphi_k = 0$. Количество влаги, отводимое от воздуха в адсорбере, составит:

$$G_k = 4000 \frac{10,9 - 0}{1000} = 43,6 \text{ кг/ч.}$$

Принимая предельное количество влаги, насыщающей адсорбент $a = 0,1$ кг/кг сух. адс, плотность адсорбента $\gamma_a = 700$ кг/м³ и число часов адсорбции $z = 2$, по формуле VII-43 находим необходимый объем адсорбента

$$V = \frac{4000 (10,9 - 0) \cdot 2}{0,1 \cdot 700 \cdot 1000} = 1,247 \text{ м}^3.$$

При скорости воздуха $v = 0,2$ м/сек (отнесенной к лобовой поверхности слоя адсорбента) по формуле VII-44 определяем площадь лобовой поверхности слоя адсорбента

$$F = \frac{4000}{1,14 \cdot 3600 \cdot 0,2} = 4,88 \text{ м}^2.$$

Толщина слоя адсорбента равна:

$$\delta = \frac{1,247}{4,88} = 0,256 \text{ м.}$$

Сопротивление слоя адсорбента проходу воздуха находим по формуле VII-38:

$$H = 3,5 \cdot 256 \cdot 0,2^2 = 35,75 \text{ кг/м}^2.$$

Через точку Π' проводим луч процесса нагревания воздуха в калорифере второго подогрева до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O , параметры которой определяют состояние воздуха, выходящего из увлажнительной камеры: $t_o = 2^\circ$;
 $\varphi_o = 95\%$; $I_o = 3$ ккал/кг сух. возд; $d_o = 4,2$ г/кг сух. возд.

Через точку O проводим луч адиабатического процесса увлажнения ($I_o = \text{const}$) до пересечения с линией $d=0$ в точке m . Параметры этой точки

определяют состояние воздуха, выходящего из сухого поверхностного воздухоохладителя:

$$t_m = 12,6^\circ; \varphi_m = 0; I_m = I_0 = 3 \text{ ккал/кг сух. возд}; d_m = 0.$$

Процесс охлаждения воздуха в сухом поверхностном воздухоохладителе изображается лучом Km .

На основании произведенного построения имеем:

количество тепла, отводимого от воздуха в сухом поверхностном воздухоохладителе:

$$Q = 4000 (12,8 - 3) = 39\,200 \text{ ккал/ч};$$

количество влаги, испарившейся в увлажнительной камере:

$$W_{\text{исп}} = 4000 \cdot \frac{4,2}{1000} = 16,8 \text{ кг/ч};$$

количество тепла, расходуемого на нагрев воздуха в калорифере второго подогрева:

$$Q_{II} = 4000 (6 - 3) = 12\,000 \text{ ккал/ч}.$$

**ИСТОЧНИКИ ХОЛОДА В УСТАНОВКАХ
КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для охлаждения воды или рассола, а также для непосредственного охлаждения воздуха в практике кондиционирования используют естественные и искусственные источники холода.

Естественными источниками холода могут быть артезианская вода, вода горных рек и лед. К искусственным источникам относят парокомпрессионные и пароводяные холодильные машины. В установках кондиционирования чаще других применяют парокомпрессионные машины.

Охлаждение и осушение воздуха часто происходит при начальной температуре воды 8—10°. Воду при такой температуре можно получить из артезианских источников. В горных районах температура речной воды обычно не превышает 5°. В случае применения артезианской воды или из горной реки необходимо непрерывно менять такую воду по мере повышения ее температуры. Холодная вода в таких установках непосредственно из сети или с подкачкой насосом подается в кондиционер, где она нагревается, а затем сбрасывается в водосток или используется для производственных нужд.

Применение артезианской воды в некоторых случаях имеет известные экономические преимущества по сравнению с искусственными источниками холода. Если для отведения нагретой воды в водоем необходимы водостоки большой протяженности, целесообразность использования артезианской воды следует установить путем технико-экономических сравнений.

Одним из недостатков артезианской воды как источника холода является довольно высокая ее температура, не позволяющая в ряде случаев обеспечить необходимое осушение обрабатываемого воздуха.

Лед в качестве источника холода можно применять для небольших установок кондиционирования воздуха. При этом качество льда должно удовлетворять санитарно-гигиеническим требованиям.

Для охлаждения и осушения воздуха использовать лед можно в двух вариантах. В первом варианте охлаждение и осушение воздуха происходит при непосредственном контакте льда с обрабатываемым воздухом. Во втором варианте при помощи льда производится охлаждение воды, подаваемой в кондиционер.

Первый вариант можно применять лишь в небольших установках кондиционирования с пониженными требованиями к обрабатываемому воздуху. Последнее объясняется невозможностью обеспе-

чить в таких установках необходимое регулирование параметров обрабатываемого воздуха вследствие непрерывного изменения величины поверхности льда по мере его таяния.

Искусственные источники холода в отличие от естественных имеют преимущество в том, что не требуется пополнять в них охлаждающую среду.

Процессы, протекающие в парокомпрессионных холодильных машинах, связаны с изменением агрегатного состояния холодильного агента, циркулирующего в системе.

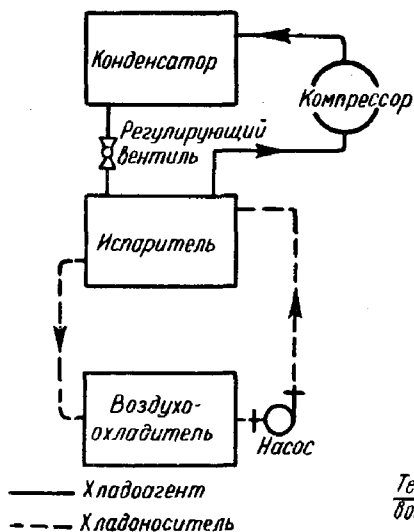


Рис. 123. Принципиальная схема компрессионной холодильной установки с промежуточным хладоносителем

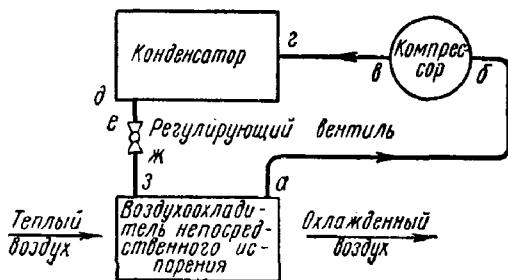


Рис. 124. Принципиальная схема холодильной установки непосредственного испарения:

a — б — холодный пар низкого давления; в — г — горячий пар высокого давления; д — е — жидкость высокого давления; ж — з — жидкость низкого давления

Изменение агрегатного состояния при подводе или отведении тепла является основным свойством, определяющим возможность применения того или иного вещества в качестве холодильного агента.

На рис. 123 изображена принципиальная схема холодильной установки, состоящая из компрессора, испарителя и конденсатора.

При определенном давлении и температуре поступающий в испаритель жидкий хладоагент испаряется, отнимая тепло у охлаждаемой воды, рассола или непосредственно от охлаждаемого воздуха (непосредственное охлаждение, рис. 124).

Если вода или рассол охлаждается в испарителе, холодильные установки носят название установок с промежуточным хладоносителем (рис. 123). При непосредственном охлаждении воздуха в ис-

парителе их называют установками непосредственного испарения (рис. 124).

На рис. 123 изображена установка с промежуточным хладоносителем. Испарившийся в испарителе хладагент в газообразном состоянии отсасывается компрессором, в котором он подвергается сжатию и при более высоком давлении (в перегретом состоянии) нагнетается в конденсатор. В конденсаторе хладагент отдает (охлаждающей воде) теплоту конденсации и превращается при этом в жидкую фазу. Из конденсатора жидкий хладагент через регулирующий вентиль снова направляется в испаритель, и холодильный цикл повторяется.

В процессе работы холодильной машины в системе циркулирует одно и то же количество холодильного агента.

Холодильные парокомпрессионные машины различают по производительности, применяемому в них холодильному агенту, по способу сжатия газа и некоторым другим признакам.

В зависимости от способа сжатия газа холодильные машины бывают с поршневыми компрессорами, с ротационными и турбокомпрессорами.

Первый тип компрессора наиболее широко применяется для установок кондиционирования воздуха.

В качестве холодильных агентов используют различные вещества.

К их числу относят аммиак, фреон, хлорметил, сернистый ангидрид и др. Наиболее широкое распространение в технике кондиционирования воздуха получил фреон [Л. 22].

§ 2. ЕСТЕСТВЕННЫЕ ИСТОЧНИКИ ХОЛОДА

При использовании в качестве источника холода артезианской воды целесообразнее применять двухступенчатое орошение воздуха. Такая схема (рис. 125) имеет экономические преимущества

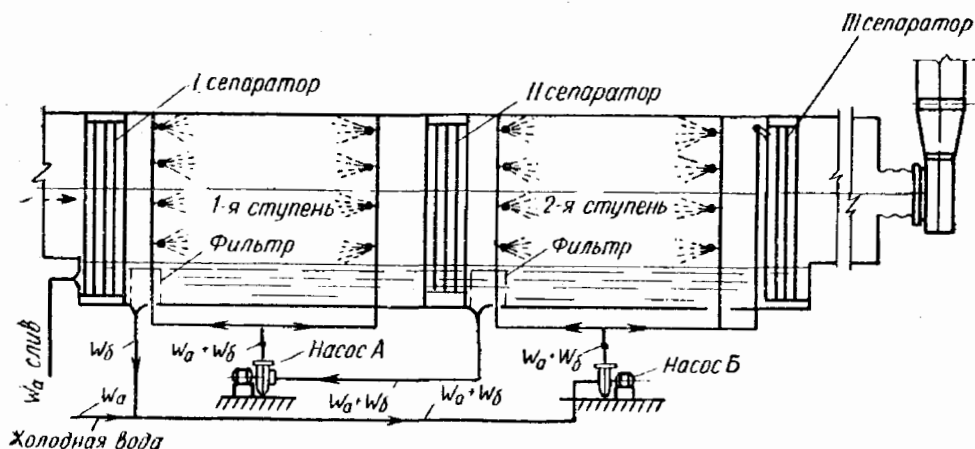


Рис. 125. Схема устройства двухступенчатой камеры орошения

вследствие более эффективного использования запаса холода воды (при этой схеме обработки воздуха можно достичь большего температурного перепада охлаждающей воды).

Как видно из рис. 125, оросительная камера с помощью промежуточного сепаратора разделена на две части, представляющие собой как бы две самостоятельные оросительные камеры.

Вода из артезианской скважины в количестве W_a смешивается с водой в количестве W_b , стекающей из поддона первой ступени камеры по ходу воздуха. Затем смесь определенной температуры с

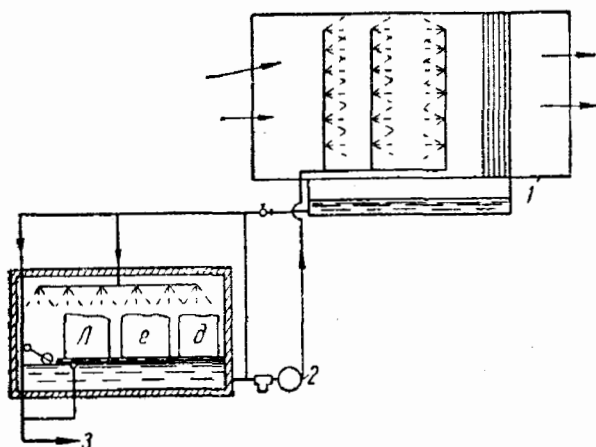


Рис. 126. Схема установки для охлаждения воды с помощью льда:

1 — форсунчатая камера; 2 — насос; 3 — сброс в канализацию

помощью насоса B направляется в камеру второй ступени (по ходу воздуха), в которой она разбрызгивается с помощью форсунок.

В результате контакта с воздухом, поступающим из первой ступени камеры, температура воды повышается, а воздух приобретает заданное влагосодержание.

Выпавшая в поддон второй ступени отработанная вода забирается насосом A в количестве $W_a + W_b$ и подается в форсунки первой ступени, в которой она вновь разбрызгивается. В результате контакта с воздухом (поступающим в первую ступень) температура воды еще повышается. Таким образом, температурный перепад воды в целом для камеры двухступенчатого орошения получается большим, чем у одноступенчатой камеры.

Выпавшая в поддон первой ступени вода частично идет на сброс (в водосток или используется на какие-либо производственные нужды) и частично в количестве W_b забирается на рециркуляцию.

В некоторых случаях воздух можно охлаждать сначала артезианской водой, а затем более холодной водой, получаемой с помощью холодильной установки. Такая система позволяет обеспечить обработку воздуха в соответствии с заданными условиями, причем в ней используется сравнительно дешевая артезианская вода и вместе с тем уменьшается мощность установки для охлаждения воды.

Следует заметить, что затраты на сооружение скважины и колодцев иногда превышают расходы на оборудование установки с холодильными машинами, особенно при малых или средних расходах холода (примерно около 100 000 ккал/ч).

При фонтанирующих скважинах затраты снижаются. Однако целесообразность использования артезианской воды в каждом отдельном случае необходимо подтвердить соответствующими технико-экономическими расчетами.

Установки кондиционирования воздуха небольшой мощности могут получать холод от таящего льда. На рис. 126 изображена схема устройства для охлаждения воды льдом. Лед загружают в теплоизолированный ледовый танк, в верхнюю часть которого подается нагретая вода из поддона форсуночной камеры 1.

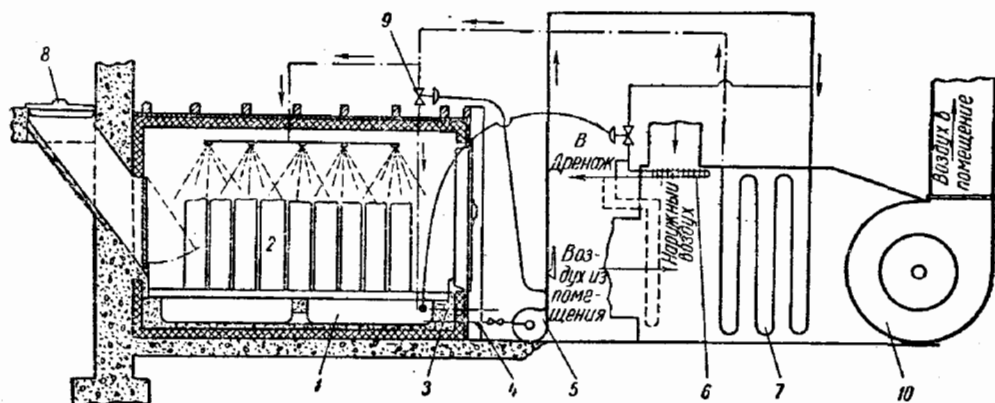


Рис. 127. Установка для кондиционирования воздуха с помощью льда: 1 — бак-холодогенератор; 2 — лед; 3 — перелив; 4 — фильтр для воды; 5 — насос; 6 — экономайзер; 7 — змеевик воздухоохладителя; 8 — люк для загрузки льда; 9 — обводной вентиль для регулирования температуры воды; 10 — вентилятор

Орошение слоя льда производится с помощью форсунок или перфорированных труб. При контакте с поверхностью льда вода охлаждается и затем сливается в поддон танка.

Охлажденная вода насосом 2 подается к форсункам кондиционера.

Для регулирования температуры воды, подаваемой в камеру, перед всасывающим патрубком насоса присоединяют трубу, с помощью которой к охлажденной воде можно подмешивать более теплую воду, поступающую из поддона кондиционера. Таким образом температура воды может меняться в достаточно широких пределах (от 1—2° до температуры охлаждаемого воздуха по мокрому термометру).

Избыток воды, получающийся в результате таяния льда, удаляется по трубе 3 в водосток. Емкость ледового танка определяется частотой загрузки его новыми порциями льда.

На рис. 127 изображена установка фреонного типа, получившая применение в США. Эта установка состоит из стального или железобетонного изолированного бака — холодогенератора, обычно размещаемого в подвальном этаже. Вода в холодогенераторе охлаждается вследствие контакта ее с поверхностью льда.

Орошение льда охлаждаемой водой производят из форсунок. Охлажденная вода стекает в поддон бака, откуда через сетчатый фильтр забирается насосом и затем подается в воздухоохладитель ребристо-змеевикового типа. Нагревшаяся в воздухоохладителе вода вновь поступает на охлаждение в ледогенератор.

Температура воды, поступающей в воздухоохладитель, регулируется вентилем, автоматически перепускающим часть теплой воды. Излишняя вода удаляется в канализацию через экономайзер (ребристый воздухоохладитель), в котором дополнительно используется имеющийся еще в ней запас холода, расходуемый на предварительное охлаждение наружного воздуха. В поддоне предусматривается устройство резервного перелива. Емкость ледогенератора обычно принимают в соответствии с суточной потребностью льда из расчета 150 кг льда на 1 м³ охлаждаемой воды.

Лед, используемый в описанных установках, по своим качествам должен удовлетворять санитарным требованиям.

Для приближенного расчета ледового танка можно использовать результаты исследования проф. А. Г. Ткачева (Ленинградский технологический институт холодильной промышленности).

Количество холода, получаемое при плавлении 1 кг льда и нагревании образовавшейся талой воды до температуры t_2 , равно $80 + t_2$ (где 80—теплота плавления льда, ккал/кг).

Если обозначить через t_1 и t_2 соответственно начальную и конечную температуры охлаждаемой воды, то количество воды, которое может быть охлаждено за счет плавления 1 кг льда, равно:

$$W = \frac{80 + t_2}{t_2 - t_1} \text{ [кг]}. \quad (\text{VIII-1})$$

Охлаждать воду можно путем погружения льда в воду или орошением ею льда. Непрерывное таяние льда в процессе охлаждения воды сопровождается уменьшением его поверхности, с уменьшением которой уменьшается и скорость плавления льда. С известным приближением скорость плавления льда можно определить по формуле

$$g = \frac{\alpha F \frac{t_1 + t_2}{2}}{80} = \frac{\alpha (t_1 + t_2) F}{160} \text{ [кг/ч]}, \quad (\text{VIII-2})$$

где α — коэффициент теплообмена между водой и поверхностью льда, ккал/м² ч · град.

Для кусков льда, имеющих форму цилиндра, значение α может быть определено на основании критериальной зависимости, предложенной проф. А. Г. Ткачевым:

$$\text{Nu} = A(\text{Gr} \cdot \text{Pr})^n. \quad (\text{VIII-3})$$

Значения коэффициента A и показателя степени n приведены в табл. 27.

Продолжительность плавления льда зависит от размера его кусков и разности температур. Эта зависимость имеет следующий вид:

$$\frac{Fo}{\pi} Nu = 0,35, \quad (\text{VIII-4})$$

| Gr·Pr | A | π |
|----------------------------------|-------|-------|
| 10 ⁴ —10 ⁷ | 0,4 | 0,25 |
| Более 10 ⁷ | 0,104 | 0,33 |

где $Fo = \frac{az}{d^2}$ — критерий Фурье;

a — коэффициент температуропроводности воды;

z — продолжительность таяния льда, ч;

d — диаметр цилиндрического куска льда, м;

$\pi = \frac{r}{c\Delta t}$ — критерий Кутателадзе;

r — теплота плавления льда;

c — теплоемкость воды;

$\Delta t = \frac{t_1 + t_2}{2}$ — разность между средней температурой воды и температурой поверхности тающего льда, равной 0°.

Раскрывая критерии в выражении VIII-4, после соответствующих преобразований получим:

$$z = \frac{28\,000d}{a\Delta t}. \quad (\text{VIII-5})$$

Так как в действительности куски льда отличаются от формы правильного цилиндра, использование для расчета приведенных выше зависимостей может дать только приближенный результат.

Исследования установки для кондиционирования воздуха с охлаждением воды с помощью льда, произведенные А. А. Гоголиным, показали, что при производительности установки в 15 000 ккал/ч расход льда составлял около 2 т в сутки. На 1 м³ рабочего объема танка при интенсивности орошения 2,13 м³/м²·ч коэффициент теплопередачи колебался в пределах от 3500 до 4000 ккал/м³·ч·град.

К числу преимуществ льда, применяемого в качестве источника холода, следует отнести низкую первоначальную стоимость устройства и относительно несложное холодильное оборудование. К недостаткам относятся значительные эксплуатационные расходы, зависимость от источника льдоснабжения и трудности эксплуатации, связанные с транспортировкой, дроблением и загрузкой льда в танк.

§ 3. КОМПРЕССИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Холодильный цикл парокомпрессионной холодильной машины связан с изменением фазового состояния холодильного агента при подводе и отведении тепла. Последнее является основным свойством, обуславливающим возможность использования того или иного вещества в качестве холодильного агента. Кроме того, холодильные агенты должны быть безвредны, взрывобезопасны, инертны в

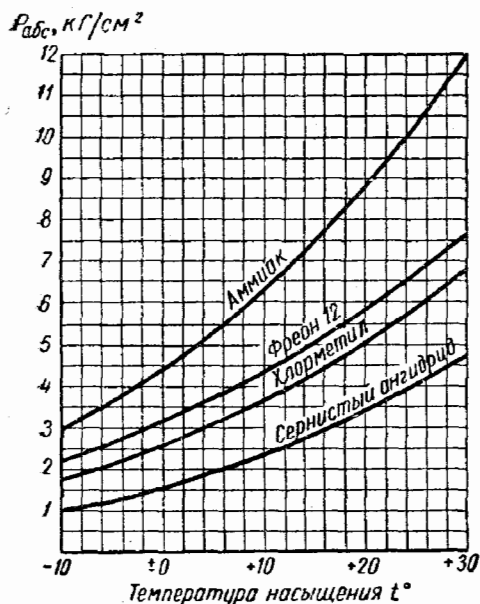


Рис. 128. Кривые зависимости давления от температуры насыщения для различных холодильных агентов в холодильных машинах с поршневыми компрессорами

охлаждающей воды (или воздуха) в конденсаторе;

3) температурой переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем $t_{п}$.

Постоянным температурам испарения и конденсации соответствуют определенные постоянные давления, создаваемые компрессором: на стороне всасывания — давление испарения p_0 , на стороне нагнетания — давление конденсации p_k . Отношение $p_k : p_0$ называется степенью сжатия газа.

Для установок кондиционирования воздуха с промежуточным хладоносителем (водой или рассолом) необходимая температура испарения хладагента обычно находится в пределах $(-10^{\circ}) \div (+5^{\circ})$. Для установок кондиционирования, в которых воздух непосредственно охлаждается в испарителе, температура испарения не выходит за пределы $(+5) \div (+10^{\circ})$. Такие относительно высокие температуры испарения позволяют использовать для сжатия паров

отношении металлов, иметь умеренное давление в области рабочих температур и хорошую термодинамическую характеристику.

Для установок кондиционирования воздуха первые два свойства являются главными. Благодаря взрывобезопасности холодильной установки ее возможно располагать непосредственно в обслуживаемом здании.

Режим работы холодильной машины определяется следующими тремя основными температурами:

1) температурой испарения t_0 , которую принимают несколько ниже температуры охлаждаемой среды в испарителе (воды или рассола);

2) температурой конденсации t_k , которую принимают несколько выше температуры ох-

хладоагента одноступенчатые поршневые компрессоры, а также турбокомпрессоры с 3—4 ступенями. В зависимости от способов сжатия паров применяют различные виды хладоагентов.

Для поршневых компрессоров используют следующие хладоагенты: аммиак, фреон, сернистый ангидрид, хлорметил. В практике кондиционирования воздуха наибольшее распространение получил фреон-12. Это вещество не имеет ни запаха, ни цвета, при обычной температуре безвредно, не горит и не взрывается. При температуре

550° фреон-12 разлагается с образованием фосгена. Безводный фреон-12 инертен к металлам, применяемым в машиностроении. Недостатком фреона-12 является повышенная способность растворения смазочных масел. Кроме того, отсутствие запаха при повышенной проницаемости фреона создает трудности обнаружения его утечки, вследствие чего предъявляются высокие требования к плотности всех соединений установки.

Температура кипения фреона при 1 *ата* равна —29,4°.

На рис. 128 приведены кривые зависимости давления от температуры насыщения для различных холодильных агентов. Как видно из рис. 128, при температуре насыщения фреона, равной —5°, рабочее давление должно составлять 2,66 *ата*, а при температуре +30°—7,6 *ата*. Для аммиака при тех же температурах рабочие давления соответственно значительно выше, чем для фреона.

Количество тепла, которое отдает охлаждаемая среда в испарителе на каждый килограмм испарившегося холодильного агента, равно разности между теплосодержанием уходящего холодильного агента (в парообразной фазе) и теплосодержанием поступающего в испаритель. Эта величина, отнесенная к 1 м³ пара, отсасываемого из испарителя, называется объемной холодопроизводительностью и обозначается через q_v'' ккал/м³.

На рис. 129 приведены кривые зависимости q_v'' от температур t_0 и t_n для фреона-12.

Таким образом, производительность холодильной машины определяется количеством испарившегося холодильного агента и отсосанного из испарителя компрессором.

Вследствие обратного расширения газообразного холодильного агента, оставшегося в конце хода сжатия в мертвом пространстве

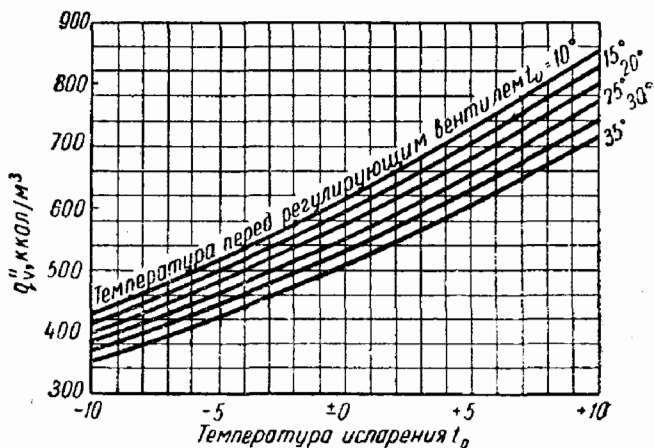


Рис. 129. Объемная холодопроизводительность фреона-12

цилиндра, засасывание газа в цилиндр компрессора происходит не по всей длине хода поршня. В этой связи, а также вследствие утечек газа через поршневые кольца и прочих потерь, объем засасываемого газа получается меньше, чем объем, описываемый поршнями компрессора.

Отношение объема засасываемого компрессором газа в течение часа к объему, описываемому поршнями за это же время, носит название коэффициента подачи компрессора.

С учетом коэффициента подачи холодильная производительность холодильной машины может быть выражена так:

$$Q_0 = V_h \rho_0 \lambda_0 \quad [\text{ккал/ч}], \quad (\text{VIII-6})$$

где V_h — часовой объем, описываемый поршнями компрессора;
 λ_0 — коэффициент подачи.

Коэффициент подачи компрессора зависит от типа компрессора, отношения $p_K : p_0$, величины вредного пространства цилиндра и температуры испарения.

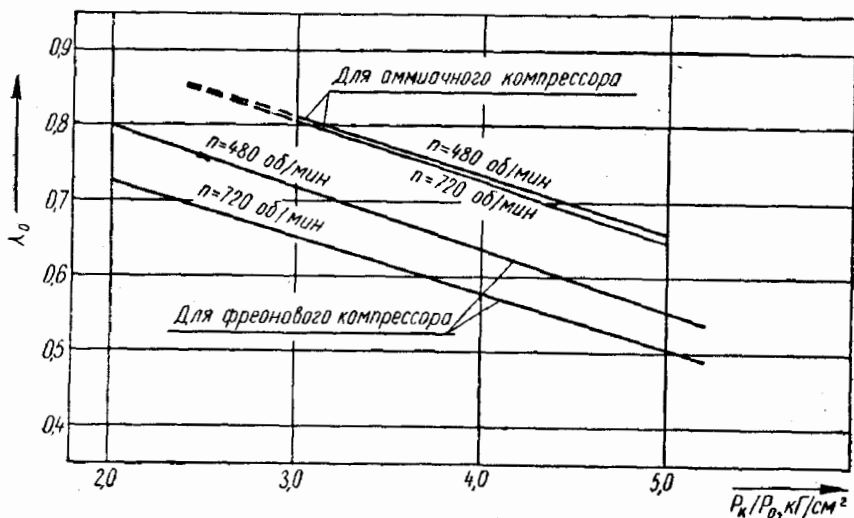


Рис. 130. Коэффициент подачи для аммиачных и фреоновых вертикальных компрессоров

Величину коэффициента подачи определяют опытным путем. В практических расчетах с достаточным приближением его значение можно принимать в зависимости только от степени сжатия газа, т. е. от отношения $p_K : p_0$ и типа компрессора.

На рис. 130 приведены эти зависимости для аммиачных и фреоновых вертикальных компрессоров.

Номинальная холодопроизводительность компрессоров относится к условным температурным режимам. В Советском Союзе такими стандартными температурными режимами являются $t_0 = -15^\circ$; $t_K = +30^\circ$; $t_H = +25^\circ$.

Для фреоновых компрессоров холодопроизводительность приводится в килокалориях, соответствующих рабочим условиям компрессора,

$$t_0 = +5^\circ; \quad t_k = +30^\circ \text{ и } t_{\text{н}} = +25^\circ.$$

Характеристика холодопроизводительности фреоновых компрессоров приведена на рис. 131. Изображенные на этом рисунке кривые холодопроизводительности показывают, что температура испарения весьма существенно влияет на холодопроизводительность холодильной машины. Например, холодопроизводительность фреоновой холодильной машины увеличивается примерно на 50—60% при повышении температуры испарения от -10 до 0° .

Влияние на холодопроизводительность изменения температуры конденсации, как это видно из рис. 131, значительно меньше.

Для практического определения мощности, потребляемой компрессором, более удобно пользоваться величиной удельной холодопроизводительности K ккал/квт·ч. Эта величина представляет собой количество холода, получаемое при затрате 1 квт при теоретическом адиабатическом процессе сжатия газа.

Теоретическая адиабатическая мощность N_a может быть выражена в следующем виде:

$$N_a = \frac{Q_0}{K} \text{ [квт]}, \quad (\text{VIII-7})$$

где Q_0 — действительная холодопроизводительность машины, ккал/ч.

Величина удельной холодопроизводительности K зависит от температуры испарения t_0 и температуры конденсации t_k . Эта зависимость для фреона-12 приведена на рис. 132.

Действительная индикаторная мощность N_i при сжатии того же количества газа будет выше теоретической вследствие ряда энергетических потерь, сопровождающих процесс сжатия газа.

Отношение $N_a : N_i = \eta_i$ носит название индикаторного коэффициента полезного действия компрессора. Произведя соответствующую

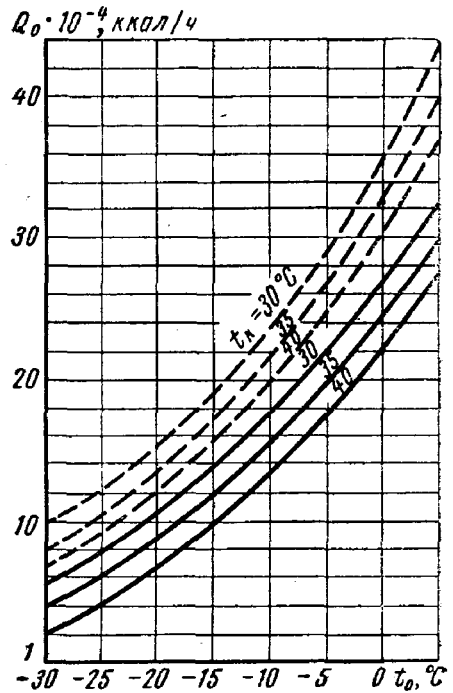


Рис. 131. Холодопроизводительность фреоновых компрессоров ФУ-175 при различных температурах кипения и конденсации и при скорости вращения:
 - - - - - 960 об/мин;
 ————— 720 об/мин

щие подстановки в выражение η_i и решив его относительно N_i , получим:

$$N_i = \frac{Q_o}{K \tau_i} . \quad (\text{VIII-8})$$

Полная эффективная мощность компрессора, учитывающая потери на трение в механизме его движения, равна:

$$N_T = \frac{N_i}{\eta_T} , \quad (\text{VIII-9})$$

где η_T — механический коэффициент полезного действия, зависящий от ряда факторов и в том числе от отношения $p_K : p_o$.

Расчетную тепловую нагрузку конденсатора Q_K определяют по выражению

$$Q_K = Q_o + 860 N_i , \quad (\text{VIII-10})$$

где $860 N_i$ — теплота, эквивалентная мощности, затрачиваемой в компрессоре (джоулево тепло).

Расчет холодильной установки следует начинать с установления температурных условий ее работы.

Температуру испарения t_o в случае непосредственного охлаждения воздуха в испарителе принимают на основании произведенного построения процесса охлаждения и осушения воздуха на $I-d$ -диаграмме. При

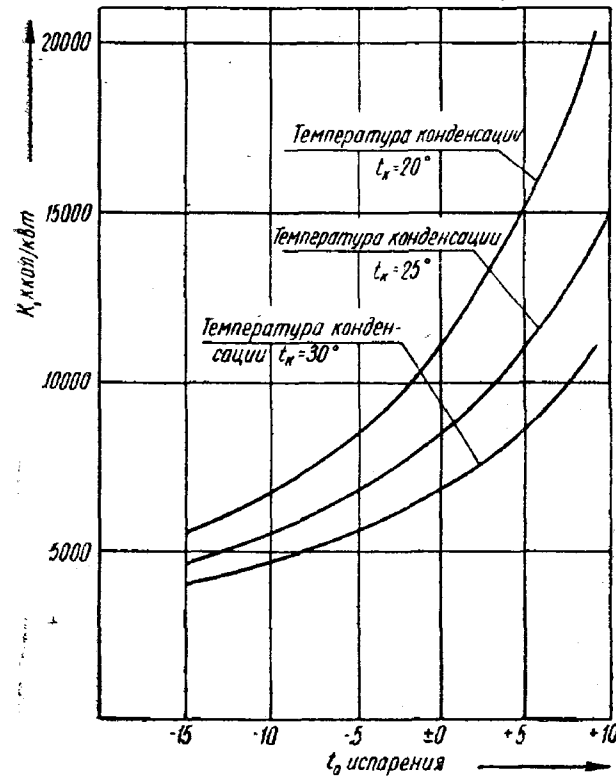


Рис. 132. Кривые удельной холодопроизводительности для фреона

охлаждении промежуточного хладоносителя (воды или рассола). При температуре t_o принимается на $5-6^\circ$ ниже средней температуры охлаждаемого хладоносителя.

Температуру конденсации t_K рекомендуется принимать на $5-7^\circ$ выше температуры охлаждающей воды. Если охлаждение конденсатора воздушное, то t_K принимается не менее чем на 10° выше средней температуры охлаждающего воздуха.

Температура переохлаждения жидкого холодильного агента t_{12} зависит от типа и конструкции конденсатора и наличия в нем охлаждаемого водой ресивера. Эту температуру принимают равной температуре конденсации или ниже ее до 5° . В случае применения для переохлаждения жидкого холодильного агента, например с помощью специального противоточного переохладителя, температура t_{12} может быть принята на $2-3^\circ$ выше температуры охлаждающей воды, подаваемой в переохладитель.

Подбор компрессора производят по расходу холода и принятому температурному режиму с помощью характеристик производительности компрессора. В результате такого подбора определяется действительная холодопроизводительность компрессора, необходимая мощность и соответствующие нагрузки на конденсатор.

При отсутствии полной характеристики компрессора следует производить пересчет с номинальной производительности его при стандартных или нормальных условиях по формуле

$$Q_0 = Q_n \frac{\lambda_0}{\lambda_n} \cdot \frac{q_{v0}''}{q_{vn}''} \quad (\text{VIII-11})$$

В этой формуле величины с подстрочным индексом «н» относятся к номинальному режиму работы компрессора, а с индексом «о» — к рабочему режиму.

Значение объемной холодопроизводительности q_{vn}'' для фреона-12 по стандартным условиям равно 319 ккал/м^3 , а по нормальным — 416 ккал/м^3 . Значение коэффициента подачи принимают на основании графика (см. рис. 130). Подбор компрессора можно производить также с помощью формулы (VIII-6).

Значение индикаторного коэффициента полезного действия можно принимать равным $\eta_i = 1,05 \lambda_0$, а значение механического коэффициента полезного действия для поршневых компрессоров с достаточным приближением — равным $0,85$.

При выборе двигателя рекомендуется предусматривать запас в размере $10-15\%$ на случай возможного отклонения эксплуатационного режима от расчетного, а также изменения рабочих коэффициентов по мере износа компрессора.

Поверхность испарителя и конденсатора определяют по формуле

$$F = \frac{Q}{K\Theta}, \quad (\text{VIII-12})$$

где Q — при расчете испарителей принимается равным Q_0 , а при расчете конденсаторов — равным Q_n ;

Θ — расчетная разность температур;

K — коэффициент теплопередачи.

Часто при определении величины F пользуются удельной тепловой нагрузкой $q_F \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ и при нормальной для данного теплообменника разности температур.

В этом случае величина F может быть найдена из выражения

$$F = \frac{Q}{q_F} \text{ м}^2. \quad (\text{VIII-13})$$

Величина удельной тепловой нагрузки для ребристого фреонового кожухотрубного испарителя, отнесенная к 1 м^2 его внутренней поверхности при температурном напоре 5° и скорости рассола или воды 1 м/сек , приближенно принимается равной $4500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

В каталожных данных обычно приводится только внешняя поверхность. Отношение внешней поверхности теплообменного аппарата к внутренней зависит от формы, размера ребер и составляет для накатных ребер внутренним диаметром 14 мм от 2 до 3,5. Для горизонтального кожухотрубного испарителя удельная тепловая нагрузка при $\Delta t = 5^\circ$ равна $q_F = 2500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

При скорости воды в трубах в пределах от 0,8 до 1,2 м/сек удельная тепловая нагрузка для оребренных фреоновых кожухотрубных конденсаторов, отнесенная к внутренней поверхности их, принимается до $11\,000 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Удельная тепловая нагрузка для конденсаторов оросительного типа с промежуточным отводом жидкости принимается до $3500 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$.

Производительность циркуляционных насосов определяют из расчета охлаждения воды или рассола в испарителе на $2-4^\circ$.

Пример. Требуется подобрать фреоновую холодильную машину для охлаждения воды, поступающей из поддона форсуночного кондиционера. Количество потребного холода $Q_0 = 260\,000 \text{ ккал/ч}$.

Вода поступает в испаритель при температуре $+10^\circ$, необходимая температура воды после ее охлаждения $+6^\circ$. Охлаждение конденсатора производится водой, получаемой из городского водопровода при температуре $+22^\circ$.

Решение. Средняя температура охлаждаемой воды равна:

$$t_{\text{ср}} = \frac{10 + 6}{2} = 8^\circ.$$

Температуру испарения принимаем на 5° ниже $t_{\text{ср}}$, т. е.

$$t_0 = 8 - 5 = 3^\circ.$$

При конечной температуре воды, охлаждающей конденсатор, равной 27° , ее средняя температура равна:

$$t_{\text{ср.к}} = \frac{22 + 27}{2} = 24,5^\circ.$$

Температуру конденсации принимаем на 5° выше $t_{\text{ср.к}}$

$$t_k = 24,5 + 5 = 29,5^\circ \approx 30^\circ.$$

Температура переохлаждения жидкого фреона принимается на 2° выше начальной температуры воды

$$t_{\text{н}} = 22 + 2 = 24^\circ.$$

Пользуясь графиком (см. рис. 128), находим рабочие давления испарения и конденсации фреона-12:

$$\text{при } t_0 = 3^\circ \quad p_0 = 3,5 \text{ кг/см}^2;$$

$$\text{при } t_k = 30^\circ \quad p_k = 7,7 \text{ кг/см}^2.$$

Степень сжатия равна:

$$\frac{p_k}{p_0} = \frac{7,7}{3,5} = 2,2.$$

Значение коэффициента подачи находим по графику (см. рис. 130); для $n = 720 \text{ об/мин}$ оно равно $\lambda_0 = 0,71$.

При $t_0 = +3^\circ$ и $t_k = 24^\circ \text{С}$ объемная холодопроизводительность согласно графику (см. рис. 129) составляет:

$$q_v'' = 580 \text{ ккал/м}^3.$$

С помощью формулы (VIII-6) находим часовой объем компрессора

$$V_h = \frac{260\,000}{580 \cdot 0,71} = 631 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Принимаем к установке фреоновый компрессор ФУ-175/4 $n = 720 \text{ об/мин}$ и объемом $V_h = 636 \text{ м}^3/\text{ч}$ (см. приложение V).

Холодопроизводительность компрессора при заданном температурном режиме согласно графику (см. рис. 131) равна $315\,000 \text{ ккал/ч}$. Получившийся запас в холодопроизводительности составит:

$$\frac{315\,000 - 260\,000}{260\,000} \cdot 100 = 21\%,$$

что является допустимым. Этот запас пойдет на покрытие неучтенных потерь холода.

Удельная холодопроизводительность фреона-12 при $t_0 = 3^\circ$ и $t_k = 30^\circ$ согласно графику (рис. 132) равна $K = 8000 \text{ ккал/квт}\cdot\text{ч}$.

Величина индикаторного коэффициента полезного действия будет равна:

$$\mu_i = 0,71 \cdot 1,05 = 0,745.$$

Индикаторная мощность компрессора в этом случае составит:

$$N_i = \frac{315\,000}{8000 \cdot 0,745} = 52,8 \text{ квт}.$$

Принимая механический коэффициент полезного действия $\eta_T = 0,85$, находим полную эффективную мощность:

$$N_T = \frac{52,8}{0,85} = 62 \text{ квт}.$$

Необходимая поверхность кожухотрубного испарителя при $q_F = 4500 \text{ ккал/м}^2\cdot\text{ч}$ равна:

$$F = \frac{315\,000}{4500} = 70 \text{ м}^2.$$

Тепловая нагрузка на конденсатор составит:

$$Q_k = (315\,000 + 860 \cdot 52,8) \approx 360\,400 \text{ ккал/ч}.$$

При удельной нагрузке конденсатора $q_F = 11\,000$ ккал/м²ч необходимая поверхность конденсатора равна:

$$F = \frac{360\,400}{11\,000} = 32,8 \text{ м}^2.$$

Расход воды на охлаждение газообразного фреона в конденсаторе при нагреве ее на 5° составит:

$$W = \frac{360\,400}{5 \cdot 1000} = 72 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Технические характеристики фреоновых компрессоров приведены в приложении V.

Данные для подбора испарителей, конденсаторов и прочего холодильного оборудования можно найти в справочнике холодильщика [Л. 20].

§ 4. ВОЗДУШНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

В связи с совершенствованием конструкций турбокомпрессоров и газовых турбин, происшедшим за последние 20—25 лет, стало реальным использование воздушного холодильного цикла в системах кондиционирования воздуха.

Рабочим телом воздушной холодильной машины служит атмосферный воздух. Если эта машина работает в системе кондиционирования, то этот же воздух будет выполнять функции хладоносителя и вместе с тем санитарно-гигиеническую (т. е. является вентиляционным воздухом) или технологическую функцию.

Принцип действия воздушной холодильной машины основан на использовании эффекта охлаждения воздуха при его расширении с отдачей работы. Расширение воздуха происходит в расширительных машинах — так называемых детандерах. Энергия, освобождающаяся при расширении воздуха, отводится от вала детандера потребителю (например, для привода электрогенератора, компрессора и т. п.).

Современные детандеры характеризуются высокими значениями коэффициента полезного действия. Поэтому процесс расширения происходит со сравнительно небольшими потерями энергии и близок к обратимому адиабатическому или изоэнтропийному процессу.

Указанный процесс отличается от необратимого процесса адиабатического увлажнения, распространенного в технике кондиционирования. В процессе увлажнения рассматривается система вода — воздух, находящаяся в состоянии взаимного тепло- и массообмена, обусловленного непосредственным контактом при изоляции от внешнего подвода или отвода тепла. Совершение механической работы в этом процессе также исключается. Поэтому энтальпия воздуха остается практически постоянной. В процессе же адиабатического расширения воздух, не вступая в теплообмен с окружающей средой, в то же время отдает ей производимую механическую работу. Эта работа может совершаться только за счет внутренней энергии потока, а следовательно, за счет понижения энтальпии.

В табл. 28 приведены данные затрат энергии при различных способах расширения воздуха.

Таблица 28

| Способы расширения воздуха | Показатель расхода энергии по сравнению с идеальным адиабатическим расширением |
|---|--|
| Адиабатический | 1 |
| В детандере при адиабатическом к. п. д. = 0,8 | 1,4 |
| В вихревой цилиндрической трубе без отвода тепла горячей составляющей | 13,4 |
| Дросселированием | 28,9 |

Из табл. 28 видно, что для целей кондиционирования по затратам энергии целесообразно применять прежде всего детандеры.

Из различных типов детандеров, применяемых для целей кондиционирования, наиболее подходящими являются турбодетандеры, поскольку они легки, малогабаритны и не загрязняют поток воздуха маслом и продуктами его распада.

Наибольшие коэффициенты полезного действия (0,7—0,95) имеют аксиальные турбодетандеры (для больших расходов воздуха), радиальные центростремительные (для средних расходов) и радиально-осевые (для малых расходов).

На рис. 133 показаны схемы осевого (а) и центростремительного радиально-осевого (б) турбодетандеров.

Предварительно сжатый теплый (25—40°) воздух поступает в корпус, распределяется по соплам направляющего аппарата, частично расширяется, увеличивая кинетическую энергию потока за счет потенциальной. Далее воздух поступает на лопатки рабочего колеса, вращает последнее и после окончательного расширения и соответствующего понижения температуры его можно подавать непосредственно в кондиционируемое помещение. С вала турбодетандера работа расширения передается потребителю или тормозу (тормозом может служить вентилятор, компрессор и т. п.).

Уравнение энергии потока воздуха в сечениях на входе и выходе из турбодетандера имеет вид:

$$A \frac{W_{дн}^2}{2g} + c_p T_{дн} = A \frac{W_{дк}^2}{2g} + c_p T_{дк} + AL, \quad (\text{VIII-14})$$

- где c_p — теплоемкость воздуха, ккал/кг · град;
 A — механический эквивалент тепла, ккал/кГм;
 L — работа расширения воздуха, кГм/кг;
 $W_{дн}$, $W_{дк}$ — скорость потока воздуха на входе и выходе из турбодетандера, м/сек;
 $T_{дн}$, $T_{дк}$ — температура потока на входе и выходе из турбодетандера, ° К.

Первые члены левой и правой частей равенства отражают кинетическую энергию потока на входе и выходе из турбодетандера. При скоростях воздуха в трубопроводах до 50—60 м/сек (практически всегда) эти члены очень малы, и ими можно пренебречь. Вторые члены равенства представляют собой энтальпию потока воздуха на входе и выходе. Очевидно, что перепад энтальпий воздуха в турбодетандере эквивалентен переданной на вал работе.

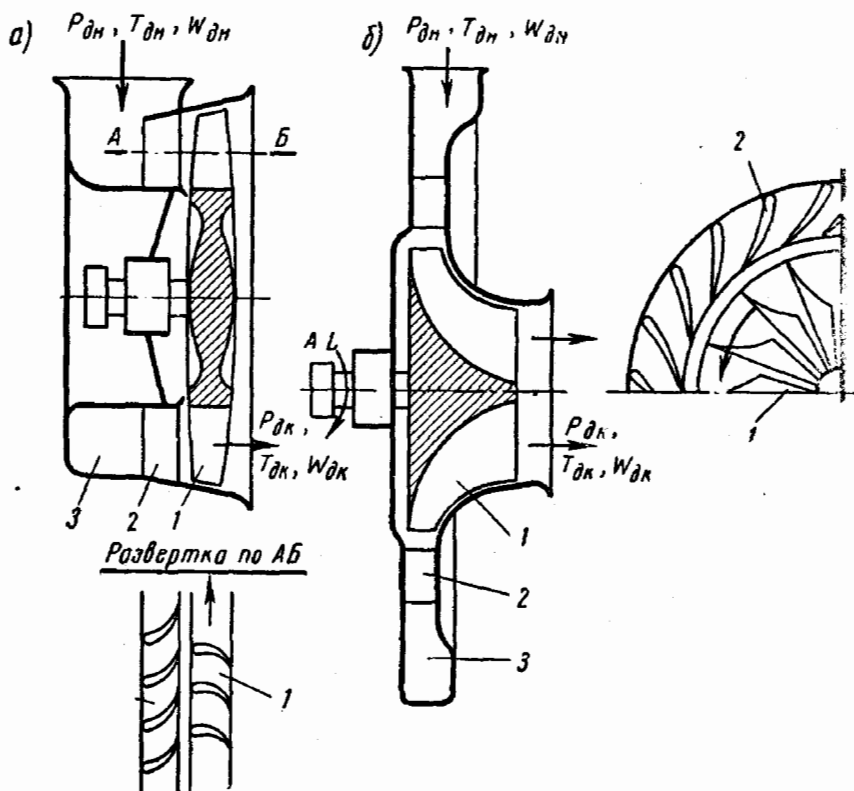


Рис. 133. Схема осевого (а) и центробежно-осевого (б) турбодетандеров:

1 — рабочее колесо; 2 — направляющий аппарат; 3 — корпус; $P_{дн}$, $T_{дн}$, $W_{дн}$ — давление, температура и скорость воздуха на входе в турбодетандер; $P_{дк}$, $T_{дк}$, $W_{дк}$ — параметры потока на выходе из турбодетандера

Внешний вид турбодетандерного агрегата, в котором работа расширения передается (вторичному) компрессорному колесу, сидящему на одном валу с детандером, показан на рис. 134. Холодопроизводительность этого турбодетандера 2000 ккал/ч, производительность по воздуху 250 кг/ч, число оборотов ротора 43 000 об/мин.

Кроме турбодетандера, воздушная холодильная машина должна включать в себя турбокомпрессор (воздуходувку) и теплообменник (один или несколько) для отвода тепла сжатия охлаждающим воздухом или водой.

Воздушная холодильная машина может работать по разным холодильным циклам. Последние подразделяют в зависимости от давления в системе (на напорные и вакуумные), по способу циркуляции воздуха (замкнутые и разомкнутые) и по способу отвода тепла сжатия (на простые и регенеративные).

Поскольку воздушная холодильная машина в системе кондиционирования воздуха работает по разомкнутому циклу, процесс изменения состояния воздуха в помещении одновременно является процессом изобарного нагревания воздуха в холодильной машине. В этом случае схема воздушной холодильной машины совмещается со схемой кондиционирования воздуха.

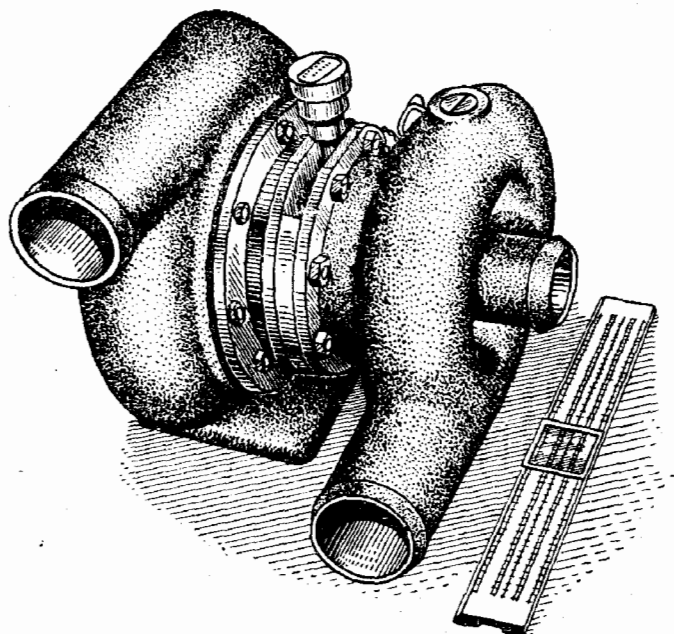


Рис. 134. Внешний вид экспериментального турбодетандерного агрегата ТДІ-ІІІ конструкции НИИ сантехники

На рис. 135 представлены принципиальные схемы основных типов систем кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами.

На рис. 135, а изображена схема с непосредственной подачей охлажденного в турбодетандере воздуха в помещение. В этой схеме расход воздуха через турбодетандер равен расходу воздуха в системе кондиционирования. Эта схема более применима для небольших автономных систем.

На рис. 135, б изображена схема с предварительным смешиванием. Перемещение наружного и рециркуляционного воздуха осуществляется с помощью вентилятора. Воздушная турбохолодильная машина нагнетает воздух в сеть воздухопроводов кондиционирования параллельно с вентилятором. В помещение поступает смешанный воздух. Расход воздуха в системе кондиционирования больше,

чем проходящего через турбодетандер. Такая система по энергетическим затратам менее экономична, чем система с непосредственной подачей.

Изложенные положения иллюстрируются рис. 136, на котором в $T-S$ координатах изображены идеальные циклы парокомпрессионной и воздушной холодильных машин для рассмотренных выше схем.

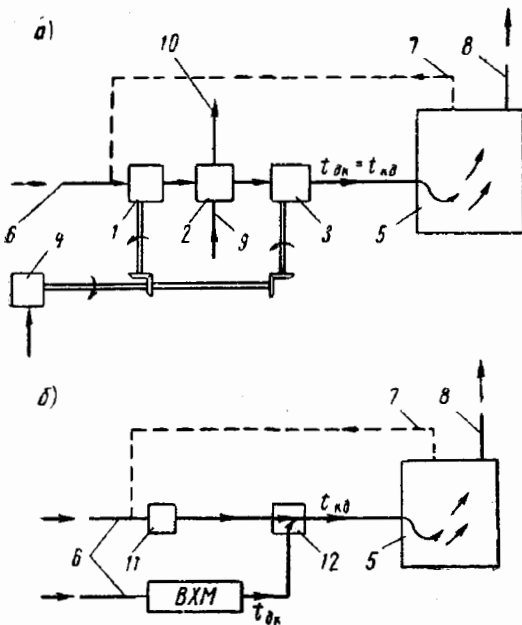


Рис. 135. Два основных типа систем кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами:

1 — турбокомпрессор; 2 — теплообменник; 3 — турбодетандер; 4 — привод; 5 — кондиционируемое помещение; 6 — подача наружного воздуха; 7 — рециркуляционная линия; 8 — выброс обработанного воздуха; 9—10 — подвод и отвод охлаждающей среды; 11 — вентилятор; 12 — камера смешивания; ВХМ — воздушная холодильная машина; $t_{дк}$ — температура воздуха на выходе из турбодетандера; $t_{кд}$ — температура воздуха на выходе из кондиционера

В реальных условиях возможны также различные комбинации приведенных схем и обычных систем кондиционирования воздуха.

Достоинства рассматриваемых систем кондиционирования воздуха связаны со свойствами и особенностями воздушных циклов охлаждения. Они не требуют специального хладагента, а их оборудование, как правило, легче и компактнее обычного.

Если тепло сжатия отводить с помощью водопроводной воды, то можно существенно (более чем на 50%) повысить холодопроизводительность воздушной холодильной машины, главным образом за счет осушения воздуха, сжатого в теплообменниках, благодаря резкому возрастанию его точки росы при увеличении давления. Указанная особенность может быть эффективно использована для систем, в которых должно производиться осушение воздуха.

Энергетические потери, возникающие за счет внешней термодинамической необратимости (в процессах теплообмена при конечных разностях температур) в схеме с непосредственной подачей (рис. 136, а), для обоих типов машин практически одинаковы. Площадь 1231 (потеря в воздушном цикле) в данных условиях равна площади $1'141'$ (потери в парокомпрессионном цикле).

Энергетические потери воздушного цикла в схеме с предварительным смешиванием (рис. 136, б) больше. Сумма площадей 1231 и $44'4''4$ больше площади $14''1'1$. Однако в силу местных обстоятельств, например при работе турбодетандера от заводской пневмосети, она может оказаться весьма рациональной.

Вследствие достаточно высокой температуры сжатого воздуха (80—200°) и наличия близко расположенных потребителей тепла (например, горячего водоснабжения) в стационарных установках появляется возможность утилизации тепла сжатия, резко повышающего термодинамическую эффективность воздушного холодильного цикла.

Преимуществом воздушных холодильных машин, применяемых для систем кондиционирования воздуха, является образование и использование перенасыщенного воздуха (когда $\phi > 1$), а также использование водного тумана, образующегося на выходе из турбодетандера. В ряде случаев холод, потраченный на конденсацию, может быть компенсирован при испарении капель воды в процессе движения тумана по трубам и подачи его в помещение.

Одновременное использование воздушной холодильной машины в схеме с непосредственной подачей в качестве вентилятора позволяет упростить кондиционер-воздухоохладитель.

К преимуществам систем с воздушными холодильными машинами следует отнести надежность в работе, простоту обслуживания и ремонта, минимальную тепловую инерционность кондиционера (5—15 мин) и гибкость к переменным нагрузкам. Такие системы перспективны при больших аэродинамических сопротивлениях сети воздухопроводов (порядка 500—1500 кг/м²).

Большинство капитальных и эксплуатационных затрат (кроме расходов на оплату электроэнергии) в системах с воздушными холодильными машинами получается меньше, чем в обычных системах с парокомпрессионными машинами.

К недостаткам воздушных холодильных машин, используемых в системах кондиционирования воздуха, относятся перерасход энергии на единицу получаемого холода (в 2—2,5 раза) по сравнению с парокомпрессионными холодильными машинами, а также сильный шум высокой частоты (около 102 дБ), сопровождающий работу этих машин. Кроме того, технология изготовления подобных кондиционеров требует высокой точ-

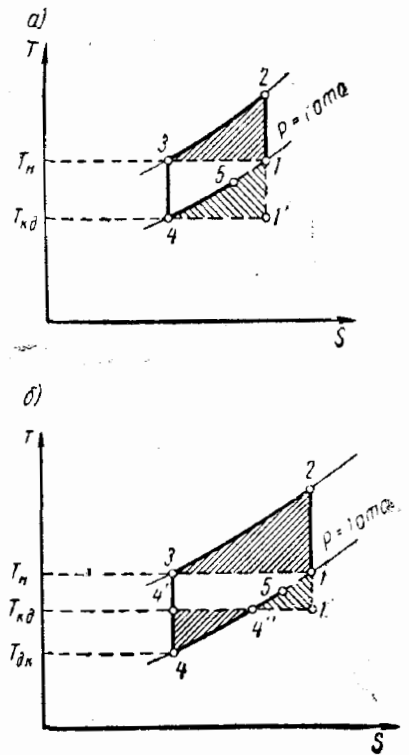


Рис. 136. Соответственные идеальные циклы воздушной и парокомпрессионной холодильных машин для систем кондиционирования:

а — с непосредственной подачей; б — с предварительным смешиванием. Процессы: 1—2 — сжатие воздуха в компрессоре; 2—3 — отвод тепла сжатия наружным воздухом с температурой T_n ; 3—4 — расширение в турбодетандере; 4—5 и 4''—5 — процессы кондиционирования воздуха в помещении; 5—1 — размыкание цикла на атмосферу; 4—4'' — смешивание воздуха состояний в точках 4 и 5 (при рециркуляции) и 4 и 1'; 4'—4''—1' — кипение хладагента; 1—3 — конденсация хладагента

ности по сравнению с другими типами кондиционеров. Вследствие этого целесообразность применения воздушных холодильных машин нужно в каждом отдельном случае обосновывать соответствующим технико-экономическим расчетом.

§ 5. АБСОРБЦИОННЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В абсорбционных холодильных машинах циклическое изменение состояния холодильного агента происходит за счет подводимого тепла. Применять такие установки особенно целесообразно в тех случаях, когда имеется отработанное тепло, характеризующееся

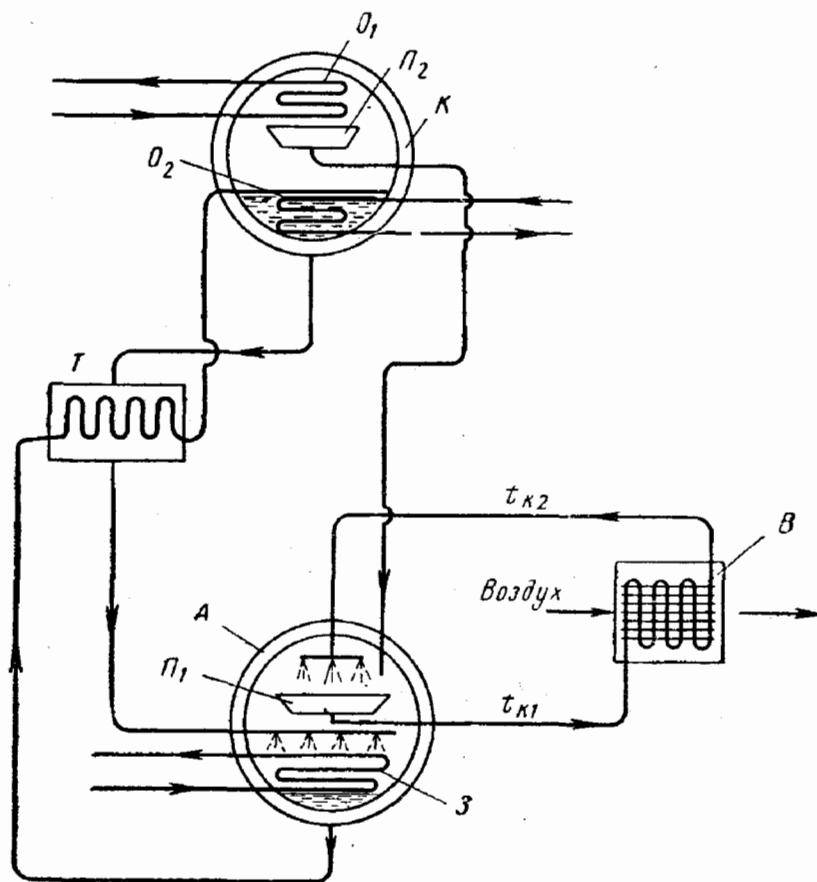


Рис. 137. Бромисто-литиевая абсорбционная холодильная машина

достаточно высоким температурным потенциалом (100° и выше). В абсорбционных холодильных машинах применяют разнообразные холодильные агенты. Если холодильную машину невозможно вынести за пределы помещения, то вода является самым перспективным агентом. Схема абсорбционной холодильной машины приведена на рис. 137.

Средой, циклически поглощающей и выделяющей водяной пар, может служить водный раствор бромистого лития. Вода с температурой $t_{к2}$, нагретая в воздухоохладителе B (кондиционере), поступает в абсорбер A , в котором разбрызгивается концентрированный раствор бромистого лития.

Упругость пара над поверхностью раствора ниже упругости пара над поверхностью воды той же температуры. Вследствие этого разбрызгивание воды с температурой $t_{к2}$ над поддоном Π_1 сопровождается интенсивным испарением и охлаждением ее до температуры $t_{к1}$.

Из поддона вода направляется в систему кондиционирования воздуха. Концентрация раствора, разбрызгиваемого в объеме абсорбера, снижается в результате поглощения водяного пара. Чтобы выделяющаяся теплота парообразования не вызывала существенного повышения температуры раствора и, следовательно, повышения парциального давления пара над его поверхностью, разбрызгиваемый раствор охлаждается змеевиками $З$, по которым циркулирует вода.

Деконцентрированный раствор непрерывно отводится из абсорбера через теплообменный аппарат T , в котором он в некоторой степени подогревается и затем поступает в кипятильник-генератор K . В кипятильнике раствор нагревается змеевиком O_2 , через который пропускается теплоноситель (горячая вода или пар). В верхней части кипятильника находится змеевик O_1 , через который пропускается холодная вода.

Пары, выделяющиеся при нагревании раствора, конденсируются на поверхности змеевика O_1 . Количество конденсирующегося пара приблизительно равно количеству воды, испарившейся в абсорбере. Конденсат собирается в поддоне Π_2 , из которого возвращается в поддон Π_1 для пополнения воды, циркулирующей в системе кондиционирования воздуха.

Нагретый и реконцентрированный раствор направляется из кипятильника-генератора в теплообменный аппарат T , где он охлаждается, отдавая часть тепла холодному деконцентрированному раствору. Затем раствор поступает в абсорбер, и цикл завершается.

Преимуществом абсорбционной холодильной машины является незначительное давление. Температура в абсорбере не должна быть ниже 0° , так как может образоваться иней или наледь, что нарушает нормальную работу холодильной машины.

При комфортном круглогодичном кондиционировании воздуха температура в абсорбере обычно бывает выше 8° .

§ 6. ПАРОЭЖЕКТОРНЫЕ ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

На рис. 138 изображена схема пароэжекторной холодильной машины. Вода (или водный раствор), отработавшая в системе кондиционирования воздуха и имеющая температуру $t_{к2}$, поступает в испаритель I , где охлаждается. Если в испарителе устанавливает-

ся давление, соответствующее давлению насыщенного пара при заданной температуре охлажденной воды или раствора t_{K1} , то поступающая в него более теплая отработанная вода начинает интенсивно испаряться. Процесс парообразования происходит за счет тепла воды, охлаждающейся от температуры t_{K2} до t_{K1} . Пар, образующийся в испарителе, удаляется эжектором T и смешивается в нем с рабочим паром.

Давление смеси пара по мере продвижения по расширяющейся части эжектора несколько повышается за счет уменьшения скоро-

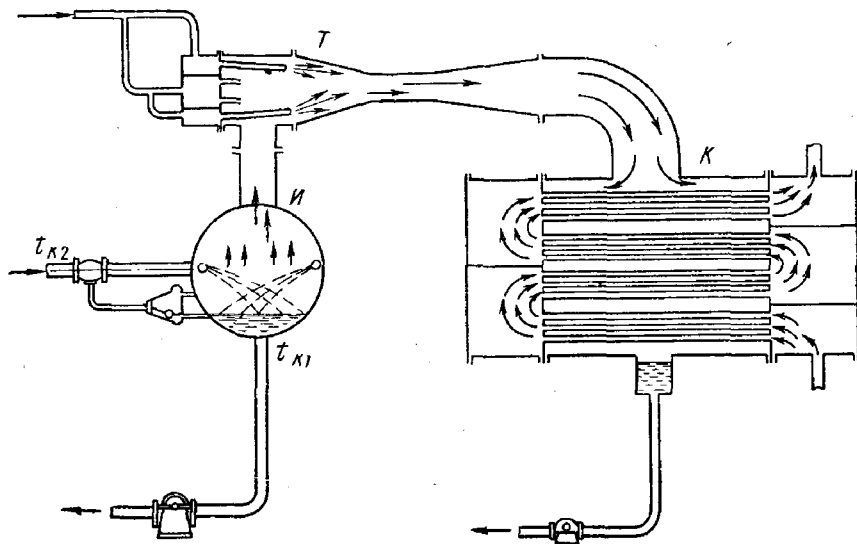


Рис. 138. Пароэжекторная холодильная машина

сти, т. е. кинетической энергии. С этим давлением смесь поступает в конденсатор K , откуда конденсат удаляется насосом. Поскольку конденсатор находится под некоторым вакуумом, через неплотности в него проникает воздух и давление в конденсаторе повышается, вследствие чего нарушается нормальная работа эжектора. Для удаления воздуха устанавливается вспомогательный паровой эжектор (на рисунке не показан).

Чем ниже температура испарения и выше температура охлаждающей воды, тем больше перепад давлений в эжекторе. По имеющимся данным, расход рабочего пара достигает 6 кг на 1000 ккал получаемого холода. Расход охлаждающей воды составляет от 400 до 500 л на 1000 ккал холода. Вода, отработанная в конденсаторе, в целях повторного ее использования охлаждается в градирнях или брызгальных бассейнах. При работе таких холодильных установок обычно применяется насыщенный пар: использование перегретого пара увеличивает нагрузку на конденсатор.

В заключение следует заметить, что в этой главе изложены лишь основы тех понятий вопросов холодильной техники, которые необходимы в аспекте настоящего пособия.

СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

§ 1. ПРИБЛИЖЕННАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В настоящее время пока не существует строгой классификации систем кондиционирования воздуха. Однако ряд характерных особенностей различных систем кондиционирования воздуха позволяет дать приближенную классификацию, подразделяющую их на четыре группы. Группы эти следующие:

- 1) центральные системы кондиционирования воздуха;
- 2) системы кондиционирования воздуха с местными неавтономными кондиционерами и центральными источниками тепла и холода;
- 3) смешанные системы кондиционирования воздуха;
- 4) системы кондиционирования воздуха с автономными кондиционерами.

К центральным системам кондиционирования воздуха относят такие, при которых один центральный кондиционер обслуживает одно или несколько помещений. При этом для подачи из центрального кондиционера в отдельные помещения приточного воздуха с различными параметрами на ветвях воздухопроводов устанавливают доводчики, которые доводят параметры приточного воздуха (обычно температуру) до необходимого значения для каждого помещения. Такими доводчиками могут быть теплообменники, работающие на подогрев или доохлаждение приточного воздуха (обработанного в центральном кондиционере).

Система кондиционирования воздуха с местными неавтономными кондиционерами и центральными источниками тепла и холода состоит из центральных источников тепла и холода и местных неавтономных кондиционеров, устанавливаемых в кондиционируемых помещениях, к которым из центральных источников холодо- или теплоноситель подается по специальным трубопроводам (в зависимости от времени года).

Необходимая тепловлажностная обработка воздуха производится в неавтономных кондиционерах, которые снабжены теплообменными аппаратами для нагревания, охлаждения и осушения воздуха. В некоторых случаях неавтономные кондиционеры оборудуют устройствами и для увлажнения воздуха. Воздух в неавтономных кондиционерах перемещают с помощью специальных вентиляторов, встроенных в корпус аппарата.

Смешанные системы кондиционирования воздуха представляют собой сочетание центральных систем с местными неавтономными

кондиционерами. В центральных кондиционерах этих систем тепло-влажностной обработке подвергается только наружный воздух, который из кондиционера по системе воздухопроводов подводится к эжекционным доводчикам, установленным в кондиционируемых помещениях (эти доводчики аналогичны местным неавтономным кондиционерам). В этих помещениях воздух смешивается с рециркуляционным, подсасываемым в доводчик за счет эжектирующего эффекта, создаваемого воздухом, который подводится от центрального кондиционера к соплам доводчика. Внутри доводчика расположен поверхностный теплообменник, проходя через который рециркуляционный воздух может охлаждаться или нагреваться. Источники тепла и холода в этих системах централизованы. Они обслуживают как центральный кондиционер, так и теплообменники, расположенные в доводчиках.

Системы кондиционирования воздуха с автономными кондиционерами отличаются от систем с центральными источниками тепла и холода и местными неавтономными кондиционерами тем, что автономные кондиционеры, устанавливаемые непосредственно в кондиционируемых помещениях, имеют собственные (встроенные в корпус аппарата) источники тепла и холода.

Источником холода в этих аппаратах обычно является парокомпрессионная холодильная машина, а источником тепла для нагревания воздуха — электрические нагреватели. В некоторых случаях имеющаяся парокомпрессионная холодильная машина работает по принципу теплового насоса и выполняет функции источника тепла.

В случае необходимости увлажнения обрабатываемого воздуха автономные кондиционеры могут быть оборудованы специальными устройствами для увлажнения воздуха.

Ниже (в § 2—5) рассмотрены основные разновидности систем кондиционирования воздуха, относящиеся к четырем упомянутым выше группам.

§ 2. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Самым простым случаем применения центральных систем кондиционирования воздуха является тот, при котором один центральный кондиционер обслуживает только одно помещение. В такой системе кондиционирования воздуха из центрального кондиционера приточный воздух поступает с теми параметрами, которые необходимы только для этого помещения.

В практике встречаются также случаи, когда одно помещение обслуживается двумя и более центральными кондиционерами (например, цехи текстильных фабрик). Использование нескольких центральных кондиционеров для обслуживания одного помещения объясняется большими расходами воздуха и особенностями распределения его в помещении (большая протяженность приточных воздухопроводов). Кроме того, на число кондиционеров, обслуживающих одно помещение, может также влиять характер тепловлажностных

режимов, обуславливаемых технологическим процессом и другими причинами.

В тех случаях, когда необходимо от одного центрального кондиционера обслужить несколько помещений (или их групп) с различными тепловлажностными режимами, обычно применяют зональные системы кондиционирования воздуха [Л. 9].

Различный тепловой режим отдельных помещений возникает вследствие неодинакового расположения помещений относительно стран света, наличия и интенсивности солнечной радиации и различных по величине тепловыделений и влаговыделений, происходящих внутри этих помещений.

В многоэтажных зданиях иногда предусматривают пять зон, из которых четыре ориентированы по странам света, а пятую рассчитывают на внутренние тепловыделения, не зависящие от климатических условий. При наличии достаточно крупных зон для каждой из них целесообразно устанавливать отдельный кондиционер, рассчитанный на максимальную нагрузку для данной зоны. Центральную холодильную установку следует рассчитывать на максимальную нагрузку для всего здания, которая всегда меньше суммы максимальных нагрузок всех зон.

При сравнительно мелких зонах их можно обслуживать от одного центрального кондиционера. При этом для обеспечения подачи приточного воздуха при различных температурах, подаваемого в отдельные зоны, следует устанавливать на ветвях этих зон доводчики (теплообменные аппараты), в которых воздух может догреваться или доохлаждаться.

На рис. 139, а изображена подобная система зонирования. Воздух из центрального кондиционера разводится по отдельным зонам к доводчикам D_1 , D_2 и D_3 , в которых установлены позонные теплообменники, предназначенные для догрева или доохлаждения воздуха.

В каждой зоне (помещении или группе помещений с одинаковым тепловым режимом) установлены регуляторы температуры T_1 , T_2 и T_3 , воздействующие на исполнительные механизмы M_1 , M_2 и M_3 дросселирующих устройств подачи теплоносителя или хладоносителя к поверхностным теплообменникам. В случае работы доводчиков на догревание воздух из центрального кондиционера поступает в доводчики после форсуночной камеры, а функции калорифера второго подогрева выполняют доводчики для каждой зоны.

В случае работы доводчиков на доохлаждение воздух из центрального кондиционера после второго подогрева поступает в доводчики с более высокой температурой, требуемой для одной из обслуживаемой этим кондиционером зон. Необходимую температуру приточного воздуха для других зон обеспечивают с помощью доводчиков этих зон, работающих на доохлаждение воздуха.

Работу теплообменного аппарата доводчиков регулируют так же, как и при работе их на догревание, только в этом случае дроссельное устройство регулирует подачу хладоносителя в поверхност-

ный теплообменник. Целесообразность применения доохлаждения и догрева воздуха в отдельных зонах нужно в каждом случае обосновать технико-экономическими расчетами.

На рис. 139, б изображено построение процесса обработки воздуха при использовании зональных систем кондиционирования воздуха.

Пусть точки B_1 , B_2 и B_3 соответствуют заданным состояниям внутреннего воздуха в отдельных кондиционируемых помещениях (зонах), а линии $П_1B_1$, $П_2B_2$, $П_3B_3$ представляют собой лучи проф-

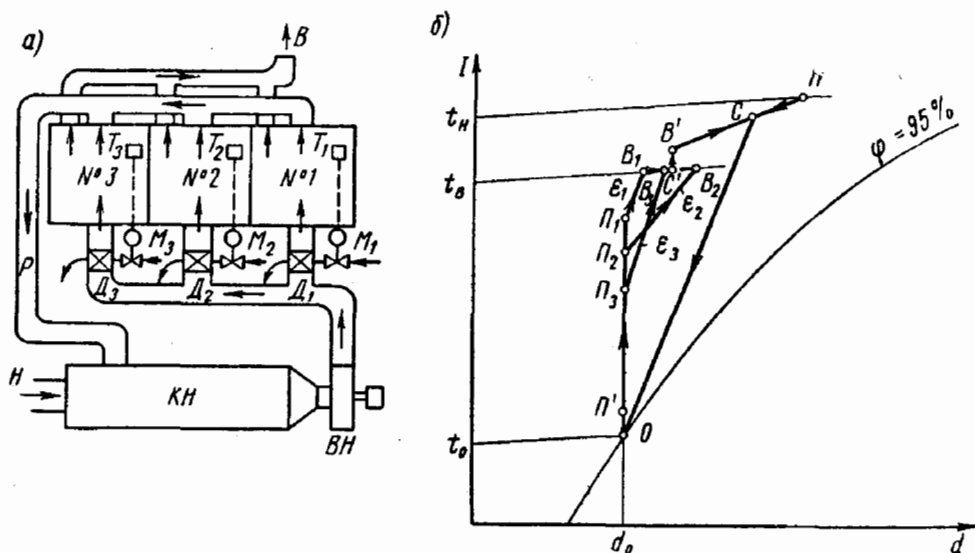


Рис. 139. Центральная система кондиционирования воздуха с зональными доводчиками:

а — принципиальная схема устройства; б — построение процесса обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме; 1, 2, 3 — отдельные помещения (зоны); T — регуляторы температуры; M — моторные приводы; KH — кондиционер; BH — вентилятор; H — наружный воздух; B — вытяжной воздух; P — рециркуляционный воздух; D — доводчики

цессов изменения состояния приточного воздуха в этих помещениях.

Положение точки O , а следовательно, и линии $d_0 = d_{п1} = d_{п2} = d_{п3} = \text{const}$ выбирают так, чтобы рабочие перепады температуры $t_{в1} - t_{п1}$, $t_{в2} - t_{п2}$ и т. д. не выходили из пределов, допустимых нормами. Поскольку схема обработки воздуха принята с первой рециркуляцией, то точка C' является результирующей точкой смеси воздуха состояния B_1 , B_2 и B_3 .

Точка B' определяет состояние рециркуляционного воздуха при входе его в смесительную камеру центрального кондиционера. В смесительной камере этот воздух смешивается с наружным и приобретает состояние смеси, определяемое точкой C . С этим состоянием смешанный воздух поступает в форсуночную камеру, в которой приобретает параметры, характеризуемые точкой O .

Если доводчики зональной системы работают на догревание, то воздух с состоянием, соответствующим точке O , направляется к

отдельным доводчиками, в которых получает необходимое состояние приточного воздуха для отдельных зон (точки Π_1 , Π_2 и Π_3).

Если доводчики работают на доохлаждение, то воздух в центральном кондиционере после форсуночной камеры подвергается нагреву в калорифере второго подогрева до состояния Π_1 . Воздух же, поступающий в доводчики других зон (для которых требуется более низкая температура приточного воздуха), дополнительно охлаждают.

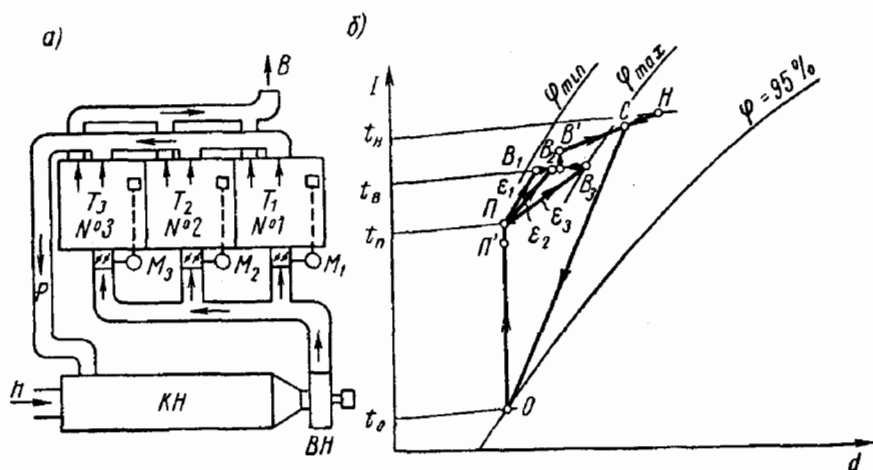


Рис. 140. Зональная система кондиционирования с переменным количеством воздуха:

a — принципиальная схема устройства; *б* — построение процесса обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме; 1, 2, 3 — отдельные помещения; T — регуляторы температуры; M — моторные приводы; KH — кондиционер; BH — вентилятор; H — наружный воздух; B — вытяжной воздух; P — рециркуляционный воздух

Рассмотренная схема обработки воздуха является одной из самых простых, поскольку она обслуживает всего лишь три зоны. При большем количестве зон число лучей процессов изменения состояния воздуха в отдельных зонах будет соответственно больше.

Производительность центрального кондиционера по воздуху определяется суммарной потребностью расходов воздуха для всех зон.

Рассмотрим другую разновидность центральных систем — зональную систему с переменным количеством приточного воздуха, подаваемого в отдельные помещения (рис. 140).

Так как в этой системе параметры воздуха, выходящего из центрального кондиционера и поступающего в отдельные зоны одинаковы, то, естественно, регулировать такую систему можно только изменением количества воздуха, подаваемого в отдельные помещения.

Рассмотрим подробнее принцип работы такой системы. При понижении температуры воздуха в помещении должно уменьшаться количество подаваемого приточного воздуха, а при повышении — увеличиваться.

Практически такое количественное регулирование производится воздействием датчиков температур T_1, T_2, T_3 (рис. 140, *a*) на исполнительные механизмы M_1, M_2, M_3 дроссельных задвижек, установленных на ответвлениях приточного воздуховода, подающих воздух в отдельные помещения (зоны).

Эта зональная система проста по устройству и экономически выгодна, хотя и не совсем совершенна. Недостаток ее заключается в нарушении циркуляции воздуха в помещении в связи с изменением скорости в приточных струях. Кроме того, изменение расхода воздуха может повлечь за собой аэродинамическую разрегулировку системы воздухопроводов. Для обеспечения необходимой подачи воздуха в отдельные помещения следует рассчитывать магистральный канал на постоянное статическое давление.

Поддержание постоянного статического давления в магистральном канале обеспечивается системой автоматического регулирования, состоящей из датчика давления, установленного в магистральном канале, соответствующим образом регулирующего число оборотов вентилятора. Количество воздуха, подаваемого в помещение, можно при этом уменьшать не более 50% от расчетного. Точного поддержания влажности эта система, так же как и рассмотренная выше, не обеспечивает.

На рис. 140, *b* показан на $I-d$ -диаграмме процесс кондиционирования воздуха при использовании зональной системы с переменным количеством приточного воздуха, подаваемого в отдельные зоны.

Допустим, что заданная температура внутри кондиционируемых помещений равна $t_{в}$, а значение относительной влажности может колебаться в пределах $\pm 10\%$. Найдя на $I-d$ -диаграмме точку B_3 с параметрами $t_{в}$ и φ_{\max} , проводим через нее луч процесса для такого помещения, для которого значение углового коэффициента ϵ_3 минимально.

Точка $П$ пересечения этого луча с заданной изотермой приточного воздуха $t_{п}$ будет определять параметры приточного воздуха, подаваемого во все помещения. Далее через точку $П$ проводим лучи процессов остальных помещений (зон) с угловыми коэффициентами ϵ_1 и ϵ_2 . Затем через эту же точку проводим луч процесса нагревания воздуха в калорифере второго подогрева (линия $d_{п} = \text{const}$) до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$.

Состояние смеси рециркуляционного воздуха, забираемого из отдельных помещений, определится точкой C' . Учитывая нагревание рециркуляционного воздуха в каналах по пути движения, состояние смеси рециркуляционного воздуха при входе в смешительную камеру будет определяться точкой B' .

Состояние смеси рециркуляционного и наружного воздуха характеризуется точкой C . С этим состоянием воздух поступает в фортуночную камеру, в которой охлаждается и осушается, приобретая при этом состояние, характеризуемой точкой O .

Нагревание воздуха в калорифере второго подогрева произво-

дится с учетом подогрева в вентиляторе и каналах до состояния, определяемого точкой Π' .

Зональная система с зональными рециркуляционными вентиляторами. Как видно из рис. 141, а, в каждой зоне этой системы установлены рециркуляционные вентиляторы, которые забирают часть воздуха, поступающего от центрального кондиционера, и другую часть (рециркуляционный воздух) — из обслуживаемых помещений. В вентиляторах происходит смешивание воздуха, в результате чего смесь приобретает необходимые параметры приточного воздуха, с которыми она поступает в помещения — зоны.

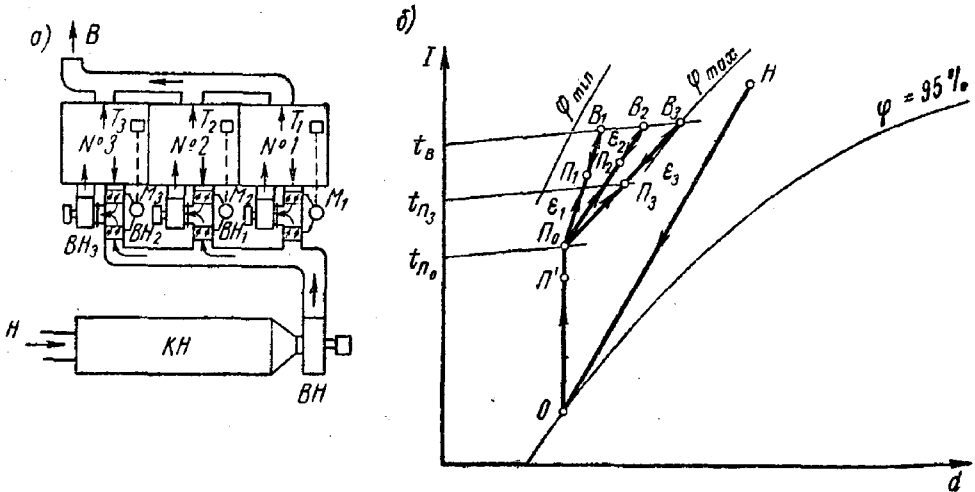


Рис. 141. Зональная система кондиционирования с зональными рециркуляционными вентиляторами:

а — принципиальная схема устройства; б — построение процесса обработки воздуха на $I-d$ -диаграмме; 1, 2, 3 — отдельные помещения; T — регуляторы температуры; M — моторные приводы; KH — кондиционер; BH — вентилятор; H — наружный воздух; B — вытяжной воздух

Центральный кондиционер рассчитывается на общий максимальный расход воздуха; зональные вентиляторы и воздушные каналы рассчитывают на максимальные зональные нагрузки.

Температуры воздуха в отдельных помещениях поддерживаются постоянными автоматически с помощью датчиков температуры T_1 , T_2 и T_3 , воздействующих на исполнительные механизмы M_1 , M_2 , M_3 смесительных клапанов, установленных перед вентиляторами.

Недостатком этой системы является переменное количество наружного воздуха, поступающего в отдельные помещения.

На рис. 141, б изображен процесс кондиционирования воздуха для зональной системы кондиционирования с зональными рециркуляционными вентиляторами.

Исходными данными для построения этого процесса являются параметры наружного воздуха t_n и φ_n , параметры внутреннего воздуха t_b и $\varphi = a \div b\%$, угловые коэффициенты лучей процессов в помещениях (зонах) и количества наружного воздуха, необходимые для каждого помещения L_{H1} , L_{H2} , L_{H3} .

Через точку B_3 с параметрами φ_{\max} и t_b проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении с наименьшим значением углового коэффициента. По допустимому перепаду температур находим на этом луче точку Π_3 , определяющую параметры приточного воздуха. Далее определяем количество приточного воздуха для помещения (зоны) № 3:

$$L_{o3} = \frac{\sum Q_{п3}}{I_{в3} - I_{п3}} \text{ кг/ч.}$$

Так как состояние, характеризуемое точкой Π_3 , приточный воздух получил в результате смешивания воздуха, поступающего из центрального кондиционера и рециркуляционного (состояния B_3), то для определения состояния воздуха, поступающего из центрального кондиционера, можно воспользоваться пропорцией

$$\frac{L_{o3}}{B_3\Pi_o} = \frac{L_{п3}}{\Pi_3B_3}, \text{ откуда } B_3\Pi_o = \frac{L_{o3}}{L_{п3}} \Pi_3B_3.$$

Отложив от точки B_3 отрезок $B_3\Pi_o$ на направлении луча, получим точку Π_o , характеризующую состояние воздуха, поступающего из центрального кондиционера. Далее через точку Π_o проводим все остальные лучи процессов изменения состояния воздуха в других помещениях. Для помещения № 2 таким лучом будет линия Π_oB_2 . Здесь также по допустимому значению температуры приточного воздуха находим точку Π_2 и аналогично предыдущему определяем общее количество вентиляционного воздуха L_{o2}

$$L_{o2} = \frac{\sum Q_{п2}}{I_{в2} - I_{п2}}.$$

Из пропорции находим количество воздуха, поступающего из центрального кондиционера:

$$\frac{L_{o2}}{B_2\Pi_o} = \frac{L'_{п2}}{\Pi_2B_2}, \text{ откуда } L'_{п2} = L_{o2} \frac{B_2\Pi_2}{B_2\Pi_o}.$$

Если $L'_{п2} \geq L_{п2}$, то можно произвести построения для остальных помещений. Если же $L'_{п2} < L_{п2}$, то составляют новую пропорцию, из которой находят новое положение точки Π_o и построение повторяют относительно положения новой точки Π_o .

Если точка Π_o удовлетворяет требованиям всех трех помещений, то от этой точки проводят линию $d_{\Pi_o} = \text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O . Линия $O\Pi_o'$ будет служить лучом процесса нагревания воздуха в калорифере второго подогрева. Далее, соединив точку H с точкой O , получим луч процесса обработки наружного воздуха в фортсуночной камере.

Двухканальная система кондиционирования воздуха. В последние годы внедряется зональная двухканальная система кондиционирования (которую иногда называют двухтрубной).

Эта система позволяет обслуживать отдельные помещения с различными тепловлажностными режимами. На рис. 142 приведена принципиальная схема устройства двухканальной системы. Как видно из рисунка, эта система оборудуется двумя центральными кондиционерами. Параметры воздуха, выходящего из каждого кондиционера, различны.

От каждого кондиционера устраивают самостоятельную систему разводящих воздуховодов, подводящих воздух в каждое кондиционируемое помещение. Таким образом, воздух подводится по двум каналам, причем в каждом канале он имеет различные параметры.

Оба канала в помещении присоединяют к специальному смесительному устройству C , в котором с помощью регулирующих приспособлений устанавливают необходимое соотношение холодного воздуха и нагретого, вступающих в смесь. В результате получают необходимые параметры приточного воздуха, обеспечивающие поддержание заданного климата в помещении.

Отработанный воздух удаляется вытяжной системой вентиляции с помощью вентилятора B . Такая система может быть использована для помещений с различными тепловлажностными режимами.

Главной деталью двухканальной системы является смеси-

тельный клапан, в котором происходит регулирование количества воздуха, вступающих в смесь. На рис. 143 изображен такой смесительный клапан, располагаемый под окном помещения. Более нагретый и охлажденный воздух поступает в смеситель с двух противоположных сторон. Отверстия, через которые поступает воздух в смеситель, можно закрывать двумя клапанами, насаженными на одну штангу. При продольном перемещении штанги происходит закрывание того или другого отверстия в зависимости от направления перемещения оси штанги. Управление перемещением штанги автоматизировано с помощью датчика температуры, настроенного на заданную температуру помещения.

Размеры разводящих воздуховодов незначительны вследствие

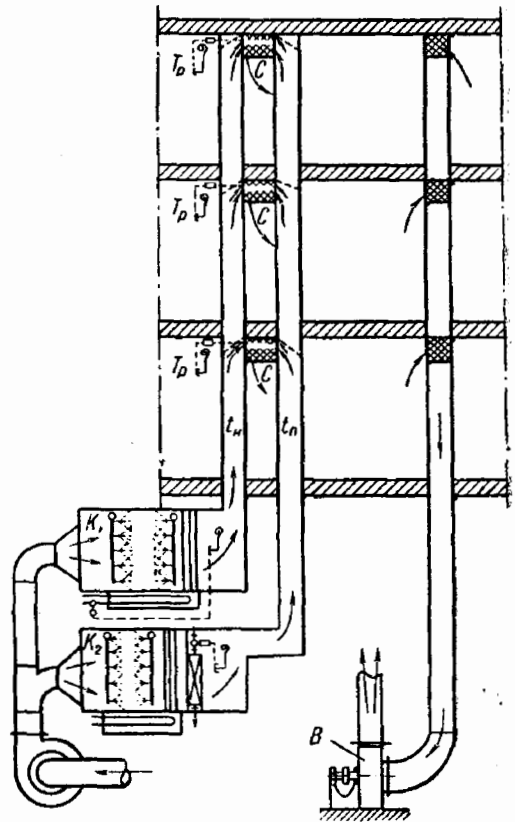


Рис. 142. Схема устройства двухканальной системы кондиционирования воздуха

больших скоростей движения в них воздуха. В целях глушения шума внутреннюю поверхность смесителя покрывают акустической изоляцией.

Рассмотрим на $I-d$ -диаграмме построение процесса летнего режима кондиционирования воздуха при применении двухканальной системы. Допустим, что точки B_1 , B_2 и B_3 (рис. 144) соответствуют заданным состояниям внутреннего воздуха в трех отдельных помещениях. Через точки B_1 , B_2 и B_3 проводят лучи процессов изменения состояния воздуха в этих помещениях. Затем проводят

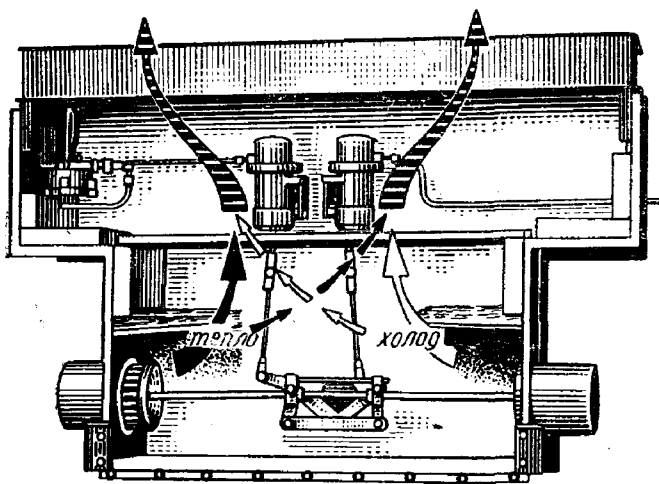


Рис. 143. Смесительный клапан

прямую K_1K_2 с таким расчетом, чтобы она пересекала все лучи процессов изменения состояния воздуха в отдельных помещениях. Точки пересечения их P_1 , P_2 и P_3 должны соответствовать параметрам приточного воздуха, подаваемого в отдельные помещения.

Положение прямой K_1K_2 необходимо выбрать такое, при котором температуры приточного воздуха удовлетворяли бы допустимым перепадам ($t_b - t_{п}$) для отдельных помещений. Точки K_1 и K_2 на этой прямой должны соответствовать параметрам воздуха, подаваемого каждым центральным кондиционером двухканальной системы (с учетом подогрева воздуха в вентиляторе и каналах).

Положение точки K_2 выбирают по возможности ближе к левой крайней точке P_1 , а положение точки K_1 — ближе к точке P_3 . В пределе можно совместить точку K_2 с точкой P_1 , а точку K_1 — с точкой P_3 . Однако указанный выше выбор точек обеспечивает некоторый резерв в создании необходимых параметров приточного воздуха.

Если состояние наружного воздуха определяется точкой H , то процесс обработки воздуха в первом кондиционере будет изображаться лучом HO_1 охлаждения и осушения и затем лучом O_1K_1' нагрева в калорифере второго подогрева. Аналогичное построение производят и для второго кондиционера, в котором процесс обработки воздуха изображают лучами HO_2 и O_2K_2 .

После произведенного построения расчетного режима кондиционирования воздуха определяют необходимое количество воздуха для каждого помещения:

$$L_1 = \frac{W_1 + \sum G_1}{d_{в1} - d_{п1}} 10^3;$$

$$L_2 = \frac{W_2 + \sum G_2}{d_{в2} - d_{п2}} 10^3;$$

$$L_3 = \frac{W_3 + \sum G_3}{d_{в3} - d_{п3}} 10^3.$$

Таким образом, общее количество вентиляционного воздуха равно:

$$L_0 = L_1 + L_2 + L_3.$$

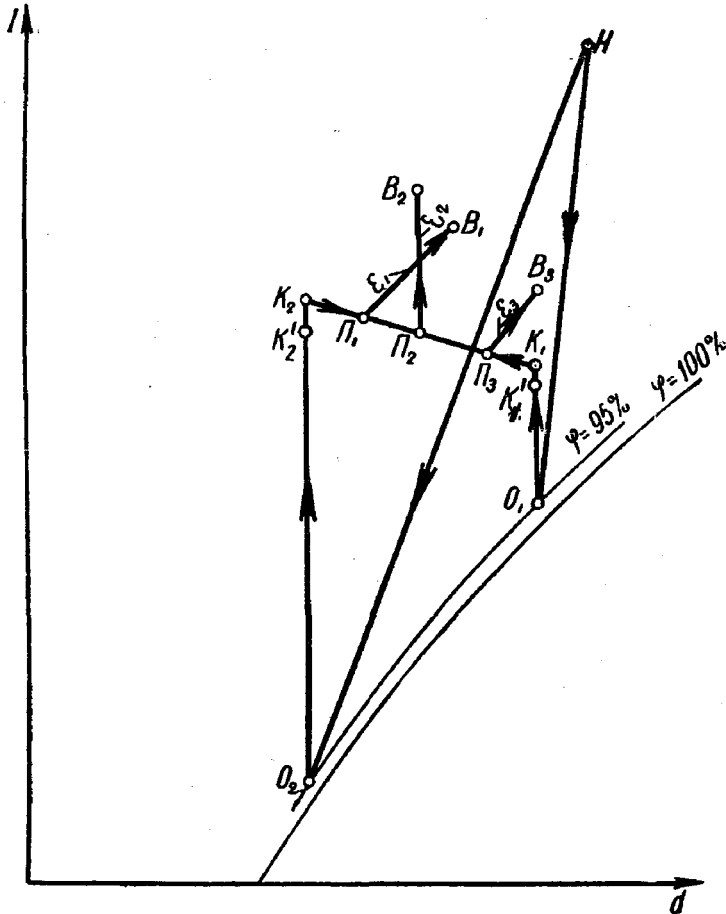


Рис. 144. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса кондиционирования воздуха при применении двухканальной системы

Этому количеству воздуха должна соответствовать суммарная производительность обоих кондиционеров. Так как приточный воздух получает необходимые параметры в результате смешивания воздуха состояния K_1 и состояния K_2 , то линия K_1K_2 будет являться прямой смешивания воздуха этих состояний.

Количества воздуха, которые необходимо смешивать для того, чтобы получить приточный воздух заданного состояния для каждого помещения (точки Π_1 , Π_2 и Π_3), можно найти из пропорций:

$$\frac{L_1}{L_{1-1}} = \frac{K_2K_1}{K_2\Pi_1}, \text{ откуда } L_{1-1} = L_1 \frac{K_2\Pi_1}{K_2K_1};$$

$$\frac{L_2}{L_{2-1}} = \frac{K_2K_1}{K_2\Pi_2}, \text{ откуда } L_{2-1} = L_2 \frac{K_2\Pi_2}{K_2K_1};$$

$$\frac{L_3}{L_{3-1}} = \frac{K_2K_1}{K_2\Pi_3}, \text{ откуда } L_{3-1} = L_3 \frac{K_2\Pi_3}{K_2K_1},$$

где L_{1-1} , L_{2-1} , L_{3-1} — количества подмешиваемого воздуха состояния K_1 .

Количества подмешиваемого воздуха состояния K_2 соответственно будут равны:

$$L_{1-2} = L_1 - L_{1-1};$$

$$L_{2-2} = L_2 - L_{2-1};$$

$$L_{3-2} = L_3 - L_{3-1}.$$

Таким образом, производительность первого кондиционера, выдающего воздух состояния K_1 , составляет:

$$L_{ок1} = L_{1-1} + L_{2-1} + L_{3-1}.$$

Производительность второго кондиционера, выдающего воздух состояния K_2 , будет равна:

$$L_{ок2} = L_{1-2} + L_{2-2} + L_{3-2}.$$

Охлаждающая мощность первого кондиционера составит:

$$Q_{охл I} = L_{ок1} (I_n - I_{o1}).$$

Охлаждающая мощность второго кондиционера равна:

$$Q_{охл II} = L_{ок2} (I_n - I_{o2}).$$

Расход тепла на подогрев воздуха в первом кондиционере

$$Q_I = L_{ок1} (I_{к'1} - I_{o1})$$

Расход тепла на подогрев воздуха во втором кондиционере

$$Q_{II} = L_{ок2} (I_{к'2} - I_{o2}).$$

Двухканальная система высокого давления. На рис. 145 изображена другая разновидность двухканальной системы. В зимний период она совмещает свои функции с функциями воздушного отопления. Такая система может работать целиком на наружном воздухе или с частичной рециркуляцией.

Основные элементы, составляющие эту систему, следующие: устройства для забора как максимального, так и минимального количества наружного воздуха, калорифер первого подогрева 4, установленный на ветви минимального количества наружного воздуха, вентилятор 2, обеспечивающий извлечение воздуха из поме-

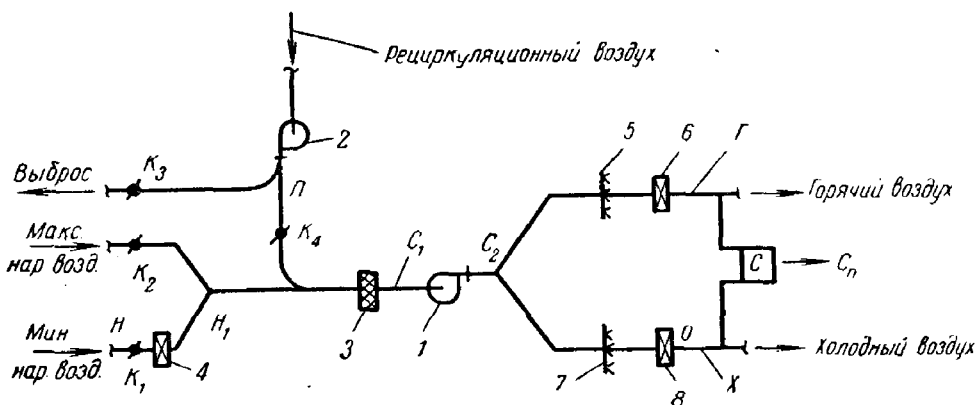


Рис. 145. Принципиальная схема двухканальной системы кондиционирования воздуха высокого давления

щений, его выброс наружу и подачу на рециркуляцию, фильтр для очистки воздуха 3, приточный вентилятор 1, два параллельных воздуховода горячего и холодного воздуха (соответственно Г и Х); в начале этих воздуховодов установлены кондиционеры, состоящие из форсуночных камер 5 и 7, секций подогрева 6 и охлаждения 8.

Для каждого кондиционируемого помещения (или зоны) предусматривается установка смесительного устройства С, после которого смешанный воздух направляется в помещение (или зону).

Изменением соотношений количеств нагретого и холодного воздуха можно изменять параметры приточного воздуха в соответствии с тепловым режимом помещения в данный момент.

Особенностью рассматриваемой двухканальной системы кондиционирования являются высокие скорости воздуха в воздуховодах, вследствие чего потери давления в таких системах получаются довольно большими. Поэтому такие системы получили название систем высокого давления.

Основным элементом системы является смеситель (рис. 146), состоящий из корпуса, смесительного клапана с пневматическим исполнительным механизмом, регулятора расхода непосредственного действия и шумоглушителя.

Регулирование температуры воздуха в помещении производится по команде комнатного терморегулятора, воздействующего на ис-

полнительный механизм смесительного клапана, изменяющего соотношение количеств холодного и горячего воздуха.

В зависимости от производительности смеситель может обслуживать одно или несколько помещений с одинаковыми тепловлажностными режимами.

При размещении разводящих магистральных воздухопроводов в подшивных потолках и полых перегородках устанавливают горизонтальные смесители (рис. 147, 148). При размещении магистральных воздухопроводов под окнами или у стен применяют вертикальные смесители.

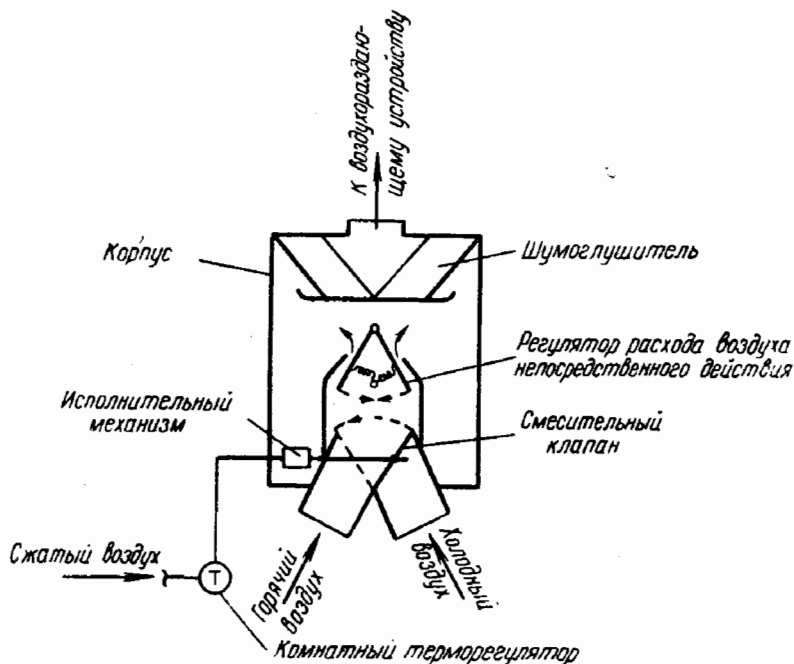


Рис. 146. Принципиальная схема смесительного устройства

Воздуховоды холодного и горячего воздуха во избежание потерь тепла необходимо покрывать тепловой изоляцией.

Двухканальным системам присуща аэродинамическая разрегулировка, вызываемая индивидуальным регулированием соотношения холодного и горячего воздуха в смесительных устройствах. В результате этого статическое давление перед смесителями может достигать значительной величины.

Для обеспечения стабильности подачи воздуха в помещение следует применять регуляторы расхода, вмонтированные в смесительные устройства. Смеситель должен быть отрегулирован на заводе-изготовителе и обеспечивать поддержание расхода воздуха с точностью до 5% от номинального значения в диапазоне изменения статического давления от минимума до максимума.

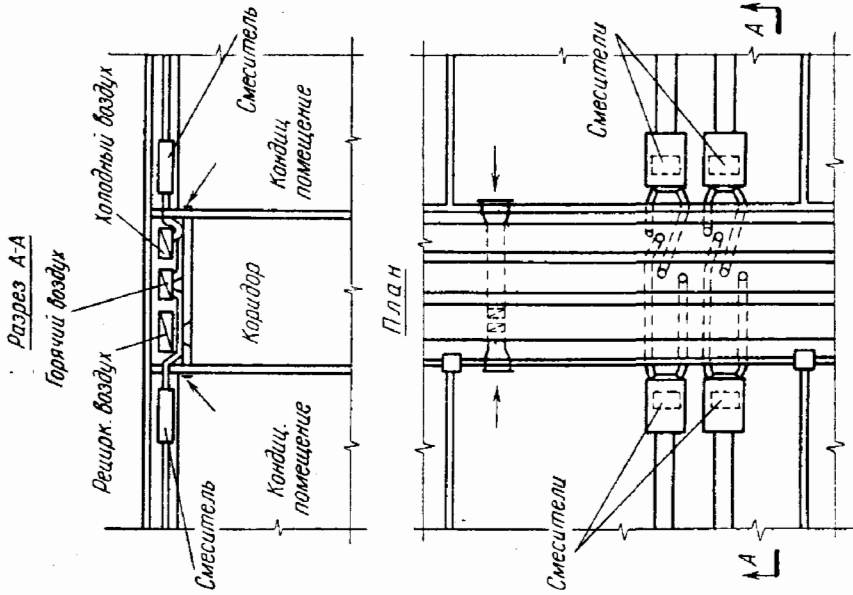


Рис. 147. Пример размещения воздухопроводов и смесителей в подшивном потолке

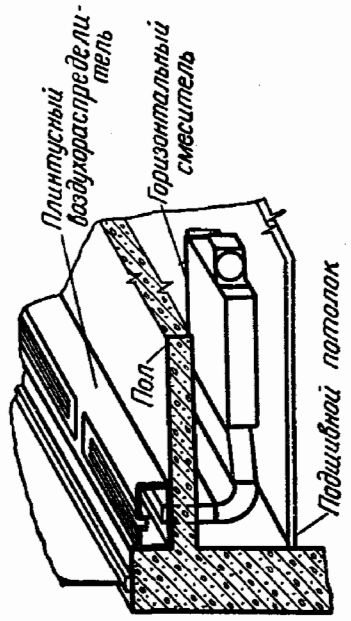


Рис. 148. Пример раздачи воздуха через плинтусную решетку

Постоянство общего расхода воздуха в системе поддерживается при помощи регулятора расхода, установленного в нагнетательном патрубке вентилятора и воздействующего на направляющий аппарат. Имея в виду высокое давление воздуха внутри каналов, необходимо предусматривать хорошее уплотнение всех соединений.

На рис. 149 показано построение на $I-d$ -диаграмме процессов кондиционирования воздуха в летний и зимний периоды при применении двухканальных систем кондиционирования воздуха.

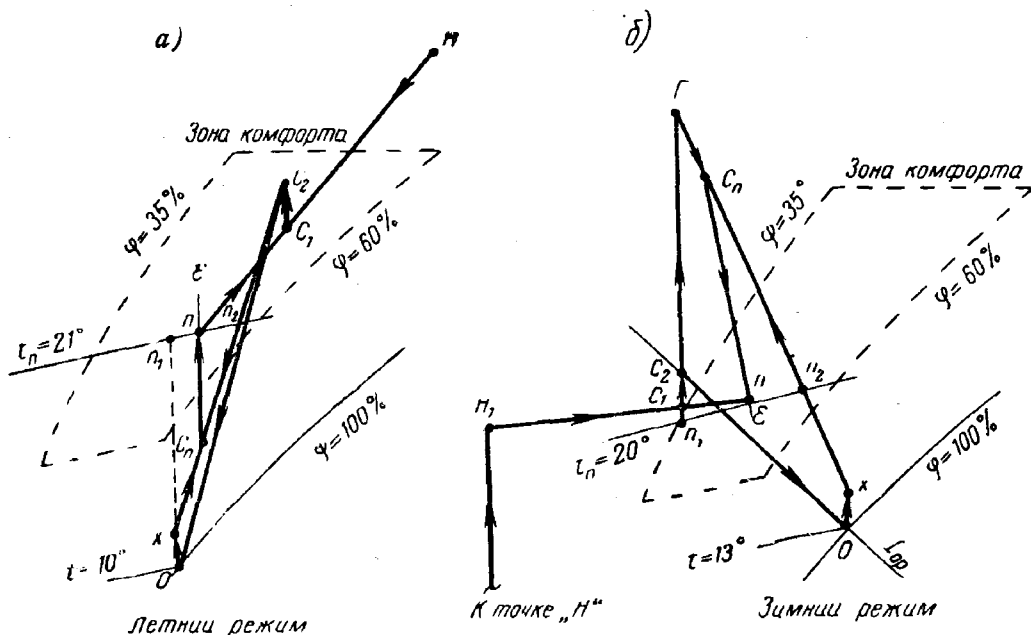


Рис. 149. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса обработки воздуха: а — в летний период; б — в зимний период

Летний режим. Если точка N соответствует состоянию наружного воздуха в летний период, а точка $П$ — состоянию внутреннего воздуха, то линия NP будет являться линией смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Допустим, что точка C_1 является точкой смеси, отвечающей необходимому соотношению наружного и рециркуляционного воздуха.

Линия C_1C_2 отражает нагревание смеси воздуха при проходе его через вентилятор. С состоянием, характеризуемым точкой C_2 , смесь частично поступает в кондиционер, где охлаждается и осушается и частично проходит по каналам горячего воздуха, минуя какую-либо термодинамическую обработку.

Часть воздуха, охлаждаемая и осушаемая в кондиционере, изменяет свое состояние по направлению луча C_2O . Затем воздух подвергают регулируемому подогреву, в результате чего он приобретает состояние, определяемое точкой X .

Процесс смешивания холодного и теплого воздуха в смесителе изображается линией C_2X , на которой должна лежать точка смеси $C_{\text{п}}$, положение которой зависит от соотношения количеств холодного и теплого воздуха, поступающего в смеситель. С этим состоянием воздух поступает в помещение. Изменение состояния приточного воздуха в помещении изображается лучом $C_{\text{п}}P$. При изменении тепло- и влаговыделений в помещении будет изменяться положение точки $C_{\text{п}}$, в результате чего точка P будет перемещаться по изотерме $t_{\text{п}}$ от положения P_1 до положения P_2 (в пределах зоны комфорта).

Зимний режим. В этот период система кондиционирования выполняет также функции отопления (рис. 149, б).

Наружный воздух, забираемый в минимальном количестве, проходит через калорифер 4 (см. рис. 145), нагревается до состояния H_1 , с которым он вступает в смешивание с внутренним воздухом состояния P . Если точка C_1 определяет состояние смеси воздуха, а точка C_2 — состояние этой смеси после прохода ее через вентилятор, то воздух с этим состоянием частично поступает в форсуночную камеру 7 (рис. 145), в которой адиабатически увлажняется до состояния O и затем подогревается в теплообменнике 8 до состояния X . Другая часть воздуха поступает в калориферную установку 6, по выходе из которой приобретает состояние точки G .

Далее воздух с состоянием G и состоянием X по соответствующим разводящим магистралям поступает к смесителям, в которых процесс смешивания изображается прямой GX . Положение точки смеси $C_{\text{п}}$ на этой прямой зависит от теплового и влажностного балансов в помещении, в соответствии с которыми устанавливается необходимое соотношение холодного и горячего воздуха.

Луч $C_{\text{п}}P$ характеризует изменение состояния приточноотопительного воздуха в помещении. При изменении теплового и влажностного балансов в помещении точка P будет скользить по изотерме $t_{\text{п}}$, пределы перемещения которой, как это видно из рисунка, находятся в зоне комфорта.

При расчете подобных установок рекомендуется принимать температуру холодного воздуха при летних и зимних режимах на $5-17^\circ$ ниже минимальной из температур обслуживаемых помещений.

Температура горячего воздуха при зимнем режиме должна быть не выше 70° .

§ 3. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С МЕСТНЫМИ НЕАВТОНОМНЫМИ КОНДИЦИОНЕРАМИ И ЦЕНТРАЛЬНЫМИ ИСТОЧНИКАМИ ТЕПЛА И ХОЛОДА

Системы кондиционирования воздуха с местными неавтономными кондиционерами и центральными источниками тепла и холода широко распространены как в СССР, так и за рубежом.

На рис. 150 изображена принципиальная схема устройства системы кондиционирования воздуха с центральными источниками тепла и холода и местными неавтономными кондиционерами. Местные неавтономные кондиционеры 1 располагают непосредственно в кондиционируемых помещениях. Питание таких кондиционеров хладонотителем и теплоносителем производится от центральных источников тепла 5 и холода 4 с помощью трубопроводов 2 и 3.

Местный кондиционер состоит из теплообменного аппарата, вентилятора и электродвигателя. Кроме того, такой кондиционер мо-

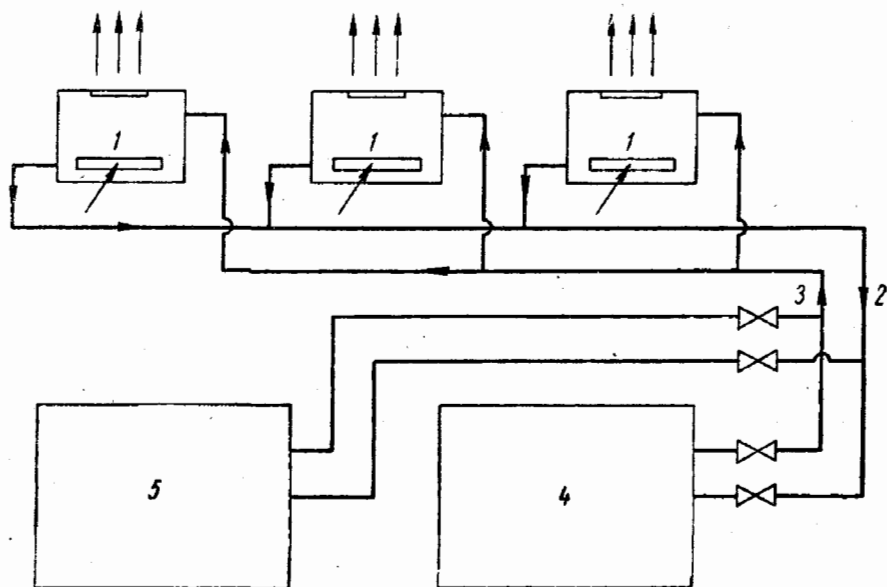


Рис. 150. Принципиальная схема устройства кондиционирования воздуха при помощи местных кондиционеров с центральными источниками холода и тепла

жет быть оборудован как устройством для увлажнения воздуха, так и фильтром для его очистки. Теплообменный аппарат, находящийся в местном кондиционере, представляет собой поверхностный воздухоохладитель, выполненный из гладких или ребристых труб. В зависимости от времени года через теплообменник можно пропускать теплоноситель (горячая вода) или хладонотителем (охлажденная вода или рассол).

На рис. 151 изображен местный кондиционер подоконного типа со снятой передней крышкой. Этот кондиционер может работать или на наружном, или на смеси наружного и рециркуляционного воздуха. Смесь, состоящая из наружного и рециркуляционного воздуха, с помощью вентилятора засасывается в нижнюю часть кондиционера, затем проходит через фильтр и далее нагнетается в верхнюю часть, где проходит через ребристые змеевики, в которые в зависимости от необходимости подается теплоноситель или хладонотителем.

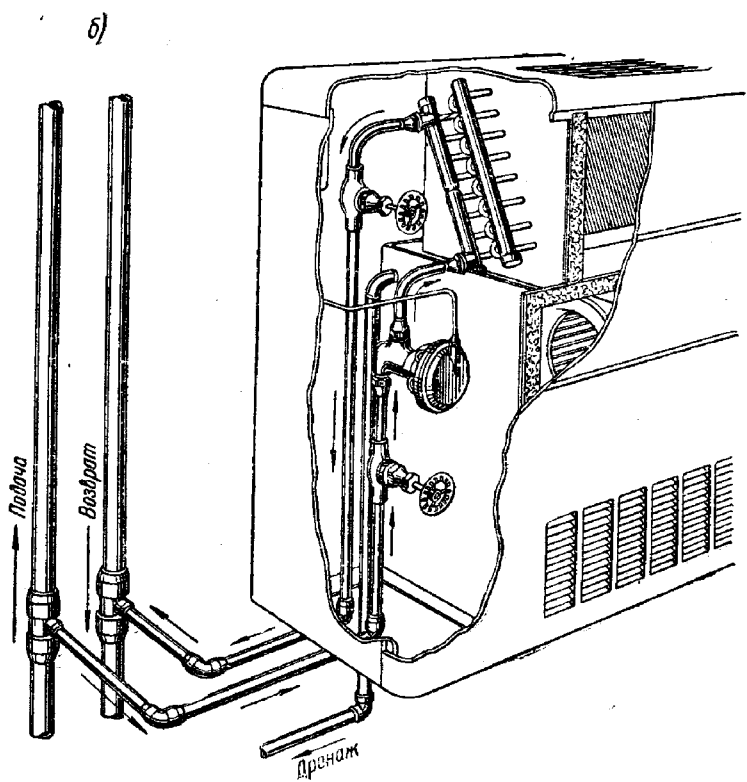
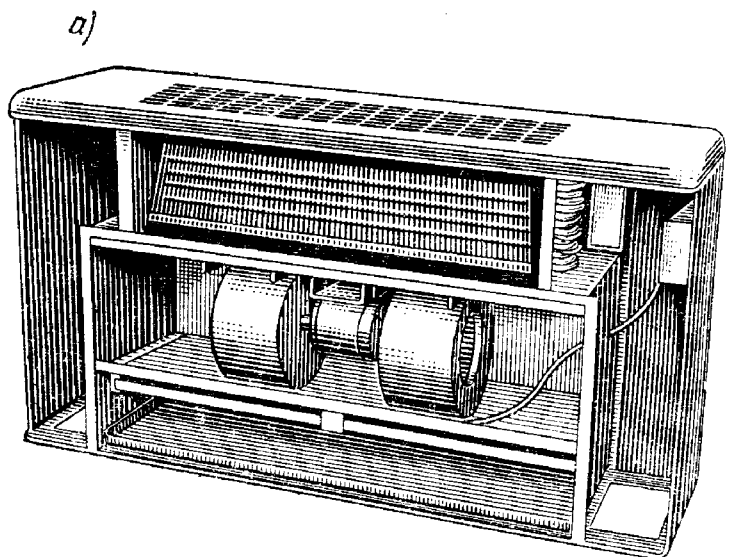


Рис. 151. Местный подоконный кондиционер:
 а — общий вид со снятой передней крышкой; б — схема подвода
 ВОДЫ

Применять местные неавтономные кондиционеры целесообразно в тех случаях, когда холодопроизводительность их не превышает 20 000 ккал/ч, а производительность по воздуху — не более 10 000 м³/ч.

Рассмотрим далее некоторые конструкции местных неавтономных кондиционеров, изготавливаемых в СССР [Л. 54].

На рис. 152 изображен местный неавтономный кондиционер подоконного типа КдМ-53, разработанный НИИСТ, изготавливаемый

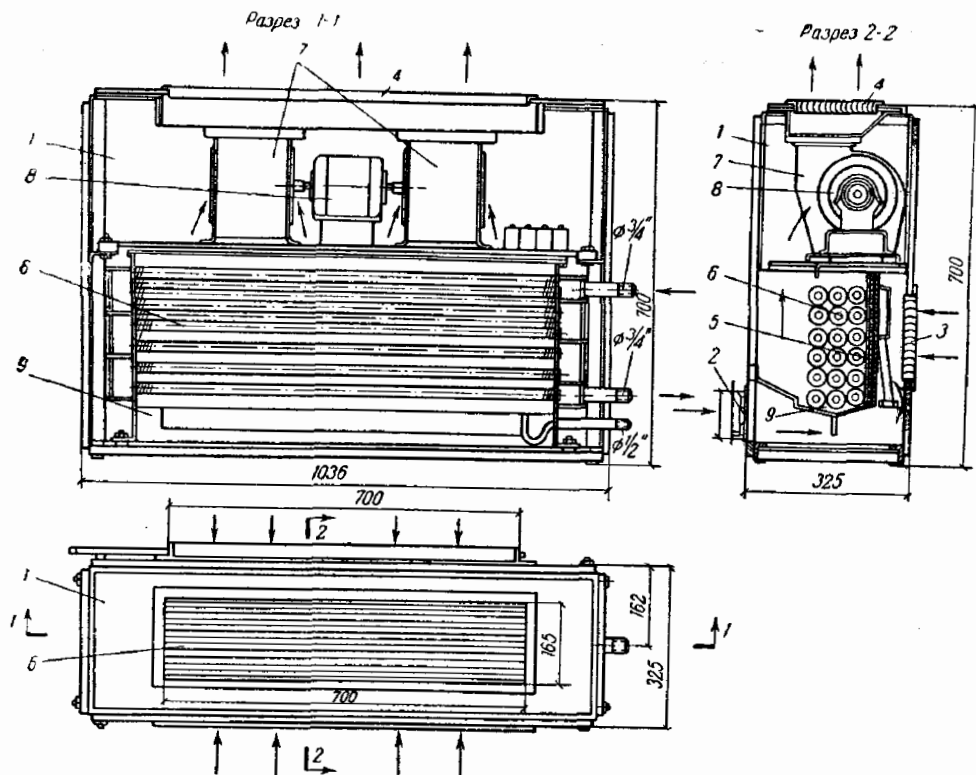


Рис. 152. Подоконный кондиционер КдМ-53:

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; 2 — патрубок наружного воздуха с утепленным клапаном; 3 — рециркуляционная решетка; 4 — приточная решетка; 5 — воздушный фильтр; 6 — теплообменник из стальных трубок со спирально-ленточным стальным оребрением; 7 — центробежные малошумные вентиляторы двухстороннего всасывания; 8 — малошумный однофазный электродвигатель; 9 — поддон

московским заводом «Сантехника». Эти кондиционеры устанавливают под окнами (открыто или в нишах) непосредственно в кондиционируемых помещениях.

Все основные элементы кондиционера хорошо видны на рис. 152. К поверхностному теплообменнику кондиционеров делается подводка подающего и обратного трубопроводов.

В нижней части корпуса расположен поддон с дренажной системой для отвода в канализацию выпадающей из воздуха влаги. Наружный воздух поступает в кондиционер через отверстие в наружной стене здания, с которым кондиционер соединяется патрубком.

Рециркуляционный воздух поступает в кондиционер через решетку, расположенную в передней части корпуса. Электродвигатель кондиционера присоединяют к однофазной сети с напряжением 220 в.

Автоматическое регулирование работы кондиционера обеспечивается двухпозиционным датчиком температуры, который при отклонении температуры в помещении от заданной производит соответственно пуск или остановку электродвигателя.

Обслуживание кондиционера в процессе эксплуатации заключается в периодической промывке воздушного фильтра и смазке подшипников электродвигателя. Доступ внутрь кондиционера обеспечивается через переднюю открывающуюся панель в кожухе кондиционера.

В табл. 29 приведены основные характеристики кондиционеров КдМ-53, КдМ-59 и КНС-0,3.

Таблица 29

| Показатели | Единица измерения | Тип кондиционера | | |
|--|-------------------|------------------|--------|---------|
| | | КдМ-53 | КдМ-59 | КНС-0,3 |
| Производительность по воздуху | м ³ /ч | 900 | 500 | 300 |
| Максимальное количество обрабатываемого в кондиционере наружного воздуха | м ³ /ч | 250 | 125 | 75 |
| Количество подаваемой в теплообменник холодной воды | кг/ч | 1000 | 500 | 300 |
| Количество горячей воды, подаваемой в теплообменник | кг/ч | 380 | 180 | 100 |
| Поверхность теплообменника | м ² | 10,5 | 6,0 | 3,8 |
| Сопротивление теплообменника проходу воды | кг/м ² | 400 | 1400 | 1400 |
| Установочная мощность электродвигателей | квт | 0,18 | 0,7 | 0,4 |
| Вес кондиционера без воды | кг | 110 | 80 | 60 |
| Уровень шума на расстоянии 1 м от работающего кондиционера | дб | 50 | 50 | 48 |

Рассмотренный выше тип подоконных кондиционеров рекомендуется применять в многоэтажных зданиях с большим числом небольших кондиционируемых помещений (гостиницы, санатории, административные помещения, жилые комнаты).

На рис. 153 изображена схема устройства местных неавтономных кондиционеров Кд-28, Кд-29 и Кд-29', изготавливаемых Сантехзаводом № 5. Эти кондиционеры предназначены для охлаждения рециркуляционного воздуха в лабораториях, аппаратных залах и других помещениях, обладающих избытками тепла.

Установку таких кондиционеров производят непосредственно в обслуживаемых помещениях. Рециркуляционный воздух после сетчатого масляного фильтра поступает в ребристый поверхностный теплообменник, в котором он охлаждается. Далее воздух забирается центробежным маломощным вентилятором, из которого направ-

ляется через выпускное отверстие (расположенное в верхней части корпуса) в помещение.

В случае необходимости отопления помещения через теплообменник можно пропускать горячую воду. К электродвигателю вентилятора подводят трехфазный переменный ток с напряжением 220/380 в.

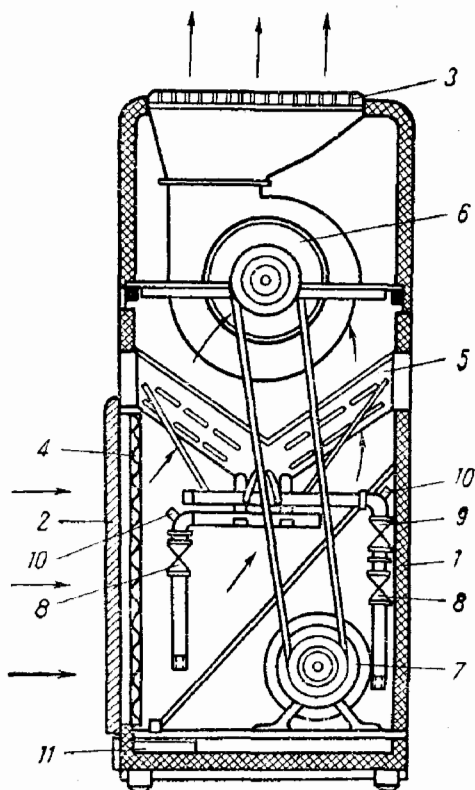


Рис. 153. Схема компоновки кондиционеров Кд-28 и Кд-29:

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; 2 — воздухозаборная декоративная решетка; 3 — приточная решетка; 4 — ячейка масляного сетчатого фильтра; 5 — теплообменник из латунных трубок с медным проволочным оребрением; 6 — центробежный малошумный вентилятор двустороннего всасывания; 7 — малошумный трехфазный электродвигатель; 8 — запорный вентиль; 9 — регулировочный вентиль; 10 — отборник давления воды; 11 — выдвижной противень

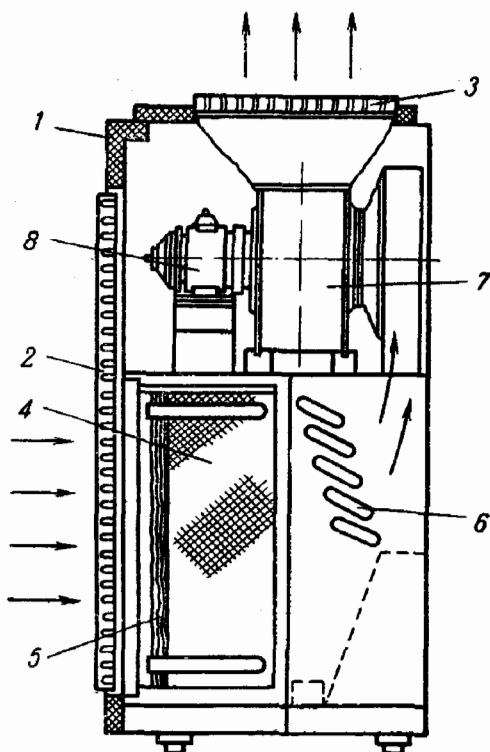


Рис. 154. Схема компоновки кондиционеров Кд-31 и Кд-32:

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; 2 — воздухозаборная декоративная решетка; 3 — приточная решетка; 4 — каркас фильтра; 5 — фильтрующий бумажный слой из алигнина; 6 — теплообменник из латунных трубок с медным проволочным оребрением; 7 — центробежный малошумный вентилятор; 8 — малошумный трехфазный электродвигатель

Все три типа кондиционеров имеют одинаковые габариты и отличаются глубиной теплообменников, числом оборотов вентилятора и расходом охлаждающей воды. Необходимые данные для подбора кондиционеров приведены в табл. 30.

Кроме рассмотренных типов, Сантехзавод № 5 выпускает кондиционеры Кд-31, Кд-32, Кд-33 (рис. 154). Эти кондиционеры так-

| Показатели | Единица измерения | Тип кондиционера | | | | | |
|---|-------------------------|------------------|-------|--------|-------|-------|-------|
| | | Кл-28 | Кл-29 | Кл-29' | Кл-31 | Кл-32 | Кл-33 |
| Производительность по воздуху | <i>м³/ч</i> | 3500 | 3500 | 3500 | 500 | 1000 | 2000 |
| Количество подаваемой в теплообменник холодной воды | <i>кг/ч</i> | 2500 | 3500 | 5500 | 300 | 580 | 1100 |
| Сопротивление теплообменника проходу воды | <i>кг/м²</i> | 1100 | 2200 | 3520 | 330 | 1900 | 13500 |
| Поверхность теплообменника | <i>м²</i> | 13,8 | 20,7 | 20,7 | 2,7 | 5,4 | 8,6 |
| Установочная мощность электродвигателя трехфазного тока напряжением 220/380 в | <i>квт</i> | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,07 | 0,12 | 0,27 |
| Вес кондиционера без воды | <i>кг</i> | 255 | 270 | 270 | 105 | 120 | 200 |
| Уровень шума на расстоянии 1 м от работающего кондиционера | <i>дб</i> | 55 | 56 | 56 | 56 | 56 | 57 |
| Габариты: высота | <i>мм</i> | 1540 | 1540 | 1540 | 1350 | 1350 | 1350 |
| ширина | <i>мм</i> | 1020 | 1020 | 1020 | 600 | 600 | 1242 |
| глубина | <i>мм</i> | 650 | 650 | 650 | 600 | 600 | 600 |

же используют для охлаждения рециркуляционного воздуха в рабочих помещениях и кабинетах с повышенными требованиями к чистоте воздуха по отношению содержания в нем пыли. Очистка воздуха в кондиционерах от пыли производится с помощью фильтров из пористой бумаги. Технические данные для этих кондиционеров приведены также в табл. 30.

Помимо местных неавтономных кондиционеров, НИИСТом разработаны центральные неавтономные кондиционеры типа КН, выпускаемые Домодедовским механическим заводом. Эти кондиционеры имеют производительность от 1000 до 10 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха.

Питание теплоносителем и хладоносителем осуществляется от центральных источников тепла и холода. С помощью этих кондиционеров можно нагревать, охлаждать, увлажнять, осушать и очищать от пыли воздух, вследствие чего эти кондиционеры относятся к круглогодичным, т. е. обеспечивающим обработку воздуха в течение круглого года.

Обработка воздуха в этих кондиционерах производится следующим образом. Наружный воздух поступает через отверстие 2, снабженное клапаном (рис. 155), затем он смешивается с рециркуляционным, засасываемым через отверстие 3, также снабженным регулирующим клапаном, заблокированным с клапаном наружного воздуха. Далее смесь поступает в масляный двухпанельный сетчатый фильтр 4.

После фильтра воздух поступает в калорифер первого подогрева 5 (в зимний период), откуда направляется в форсуночную каме-

ру 6, в которой он может увлажняться или охлаждаться и осушаться в зависимости от времени года. Из форсуночной камеры воздух поступает в калорифер второго подогрева 15.

Вместо калорифера второго подогрева можно производить подмешивание воздуха второй рециркуляции, для чего в кондиционере предусмотрен специальный воздушный клапан 16.

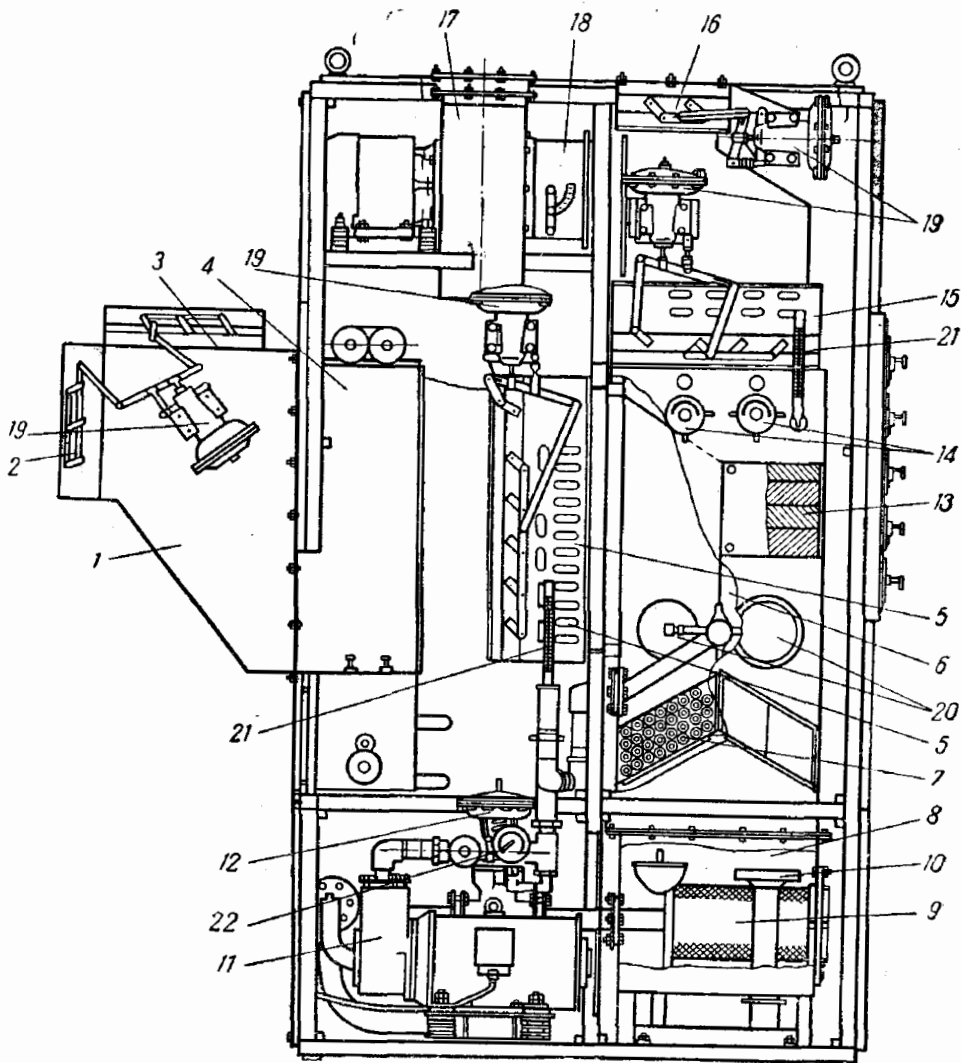


Рис. 155. Центральные неавтономные кондиционеры производительностью 1,5 и 3,0 тыс. м³/ч (КН-1,5 и КН-3), основные узлы:

1 — воздушный смесительный патрубок; 2 — клапан наружного воздуха; 3 — клапан первой рециркуляции; 4 — масляный панельный фильтр с периодической очисткой; 5 — калорифер первого подогрева с воздушным смесительным клапаном; 6 — форсуночная камера; 7 — секция поверхностного орошаемого воздухоохладителя; 8 — поддон форсуночной камеры; 9 — водяной фильтр; 10 — перелив; 11 — насос для подачи воды к форсункам; 12 — трехходовой смесительный клапан (устанавливается только в варианте с форсуночной камерой); 13 — каплеуловитель; 14 — dilatометрические терморегуляторы; 15 — калорифер второго подогрева с воздушным смесительным клапаном; 16 — воздушный клапан второй рециркуляции; 17 — вентилятор; 18 — дроссель для регулирования производительности кондиционера по воздуху; 19 — пневматический исполнительный механизм; 20 — окна для наблюдения за форсунками; 21 — термометр; 22 — манометр

После второго подогрева (или после второй рециркуляции) обработанный воздух забирается центробежным вентилятором 17 и направляется в кондиционируемое помещение.

Холодопроизводительность форсуночной камеры регулируется трехходовым смесительным клапаном 12. Для выравнивания давления у трехходового клапана холодная вода из центрального источника холода подается в уравнивательный бак, расположенный в поддоне 8, откуда насосом 11 вода подается к форсункам.

Теплопроизводительность калориферов первого и второго подогрева регулируется с помощью обводного канала. Эти кондиционеры можно применять и как центральные. В этом случае к ним присоединяют разветвленную сеть воздухопроводов.

Технические данные центральных неавтономных кондиционеров приведены в табл. 31.

В последние годы начали применять новые типы местных неавтономных кондиционеров — так называемых кондиционеров-конвекторов [Л. 23]. Этот тип кондиционера был использован, в частности, для кондиционирования воздуха в здании гостиницы «Россия».

На рис. 156 изображено устройство и способ установки кондиционера-конвектора типа КНК-0,15. Агрегат подвешивают на двух штырях, заделанных в наружную стену. В нижней части корпуса расположен поверхностный теплообменник, изготовляемый из стальных труб со стальным пластинчатым оребрением. Для защиты от коррозии и обеспечения контакта между трубками и пластинами теплообменник подвергнут горячему оцинкованию.

Присоединяют теплообменники к подающим и обратным трубопроводам через верхний и нижний коллекторы, встроенные в конструкцию агрегатов. Один конец коллекторной трубки может быть заглушен. При удалении заглушки один или два агрегата могут быть соединены последовательно по воде.

Над теплообменниками на стойках и резиновых подвесках крепится диаметральный вентилятор, непосредственно соединенный с малозумным электродвигателем мощностью 0,012 квт. Последний работает от однофазной сети напряжением 220 в.

На нагнетательном патрубке вентилятора установлена гибкая вставка, предотвращающая перетекание воздуха в самом агрегате. Вентилятор с электродвигателем легко извлекается из агрегата. При этом последний превращается в отопительный конвектор.

Вентилятор с двигателем устанавливают и извлекают через открывающуюся переднюю стенку кожуха.

Кондиционеры-конвекторы в целях декоративного оформления закрывают специальными щитами, которые навешивают на переднюю стенку кожуха агрегата.

Воздух из агрегата выходит в помещение через приточные решетки, которые установлены в отверстиях подоконников. Для сбора конденсата под теплообменниками предусмотрены поддоны, влага из которых удаляется периодически, так как поддоны не соединены с системой дренажных трубопроводов.

Таблица 31

| Показатели | Единица измерения | Тип кондиционера | | | |
|---|-------------------------|------------------|--------|--|---------|
| | | КН-1,5 | КН-3 | КН-5 | КН-7,5 |
| Номинальная производительность по воздуху . . . | <i>м³/ч</i> | 1 500 | 3 000 | 5 000 | 7 500 |
| Холодопроизводительность | <i>ккал/ч</i> | 11 000 | 22 000 | 26 000* 38 000 | 54 000 |
| Теплопроизводительность: | | | | | |
| первого подогрева | <i>ккал/ч</i> | 20 000 | 40 000 | 1-рядный 18 000 2-рядный 35 000 | 120 000 |
| второго подогрева | <i>ккал/ч</i> | 8 000 | 16 000 | 3-рядный 52 000 4-рядный 66 000 | 25 000 |
| Свободное давление воздуха за кондиционером . . | <i>кг/м²</i> | 25 | 40 | 20 | 25 |
| Максимальная производительность насоса | <i>м³/ч</i> | 3—5 | 6—8 | 6—8 | 30/14** |
| Давление, развиваемое насосом | <i>ати</i> | До 3,5 | До 3,5 | До 3,5 | До 2,4 |
| Мощность установленных трехфазного тока напряжением 220/380 в | <i>квт</i> | 4,1 | 6,8 | 6,8 | 9,27 |
| Емкость масляного бака воздушного фильтра | <i>л</i> | 27 | 27 | 45 | 75 |
| Габариты: | | | | | 2070*** |
| длина | <i>мм</i> | 1460 | 1620 | 1775 | 2050 |
| ширина | <i>мм</i> | 740 | 1000 | 1250 | 1410 |
| высота | <i>мм</i> | 2400 | 2400 | 2450 | 3360 |
| Вес | <i>кг</i> | 800 | 1100 | 1450 | 2170*** |
| | | | | | 2320 |

Пределы регулирования температуры: после форсуночной камеры $0^{\circ} \div 40^{\circ} \pm 1^{\circ}$, в помещении $15^{\circ} \div 25^{\circ} \pm 1^{\circ}$.

* Зависит от количества рядов воздухоохладителя: 4-рядный — 26 000; 6-рядный — 33 000; 8-рядный — 38 000.

** Данные в числителе относятся к кондиционеру с форсуночной камерой, в знаменателе — к кондиционеру с поверхностным орошаемым воздухоохладителем.

*** Данные в числителе относятся к кондиционеру с масляным фильтром; в знаменателе — к кондиционеру с тканевым рукавным фильтром.

В табл. 32 приведены технические характеристики кондиционеров-конвекторов.

§ 4. СМЕШАННЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В практике кондиционирования воздуха США в последнее время достаточно широко распространена так называемая местно-

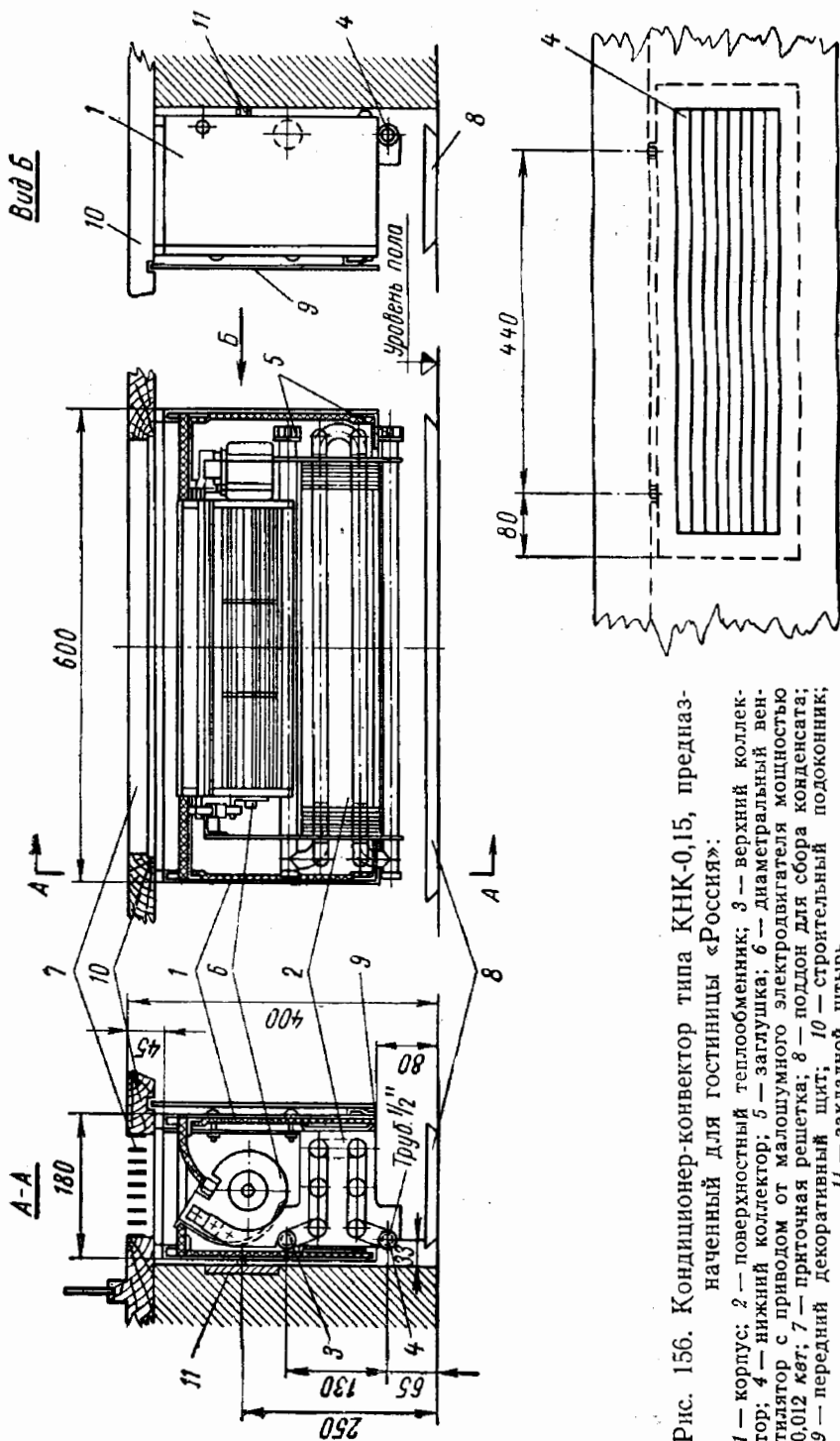


Рис. 156. Кондиционер-конвектор типа КНК-0,15, предназначенный для гостиницы «Россия»:

1 — корпус; 2 — поверхностный теплообменник; 3 — верхний коллектор; 4 — нижний коллектор; 5 — заглушка; 6 — диаметральный вентилятор с приводом от малошумного электродвигателя мощностью 0,012 кВт; 7 — приточная решетка; 8 — поддон для сбора конденсата; 9 — передний декоративный щит; 10 — строительный подоконник; 11 — закладной штырь

| Показатели кондиционеров | Единица измерения | Тип агрегата | |
|---|-------------------|--------------|----------|
| | | КНК-0,15 | КНК-0,3 |
| Производительность по воздуху | м ³ /ч | 250 | 420 |
| Наружная поверхность теплообменников | м ² | 2,7 | 5,4 |
| Живое сечение для прохода воды | м ² | 0,000201 | 0,000201 |
| Количество электровентиляторных групп | шт | 1 | 2 |
| Установочная мощность электродвигателей | квт | 0,012 | 0,024 |
| Габаритные размеры: высота | мм | 400 | 400 |
| глубина | | 180 | 180 |
| ширина | | 600 | 1200 |
| Паспортные расходы воды через теплообменник: | кг/ч | | |
| горячей | | 50 | 100 |
| холодной | | 150 | 300 |

центральная система (иначе ее называют высоконапорной, или системой высокого давления). Эта система (рис. 157) представляет собой сочетание местной и центральной систем.

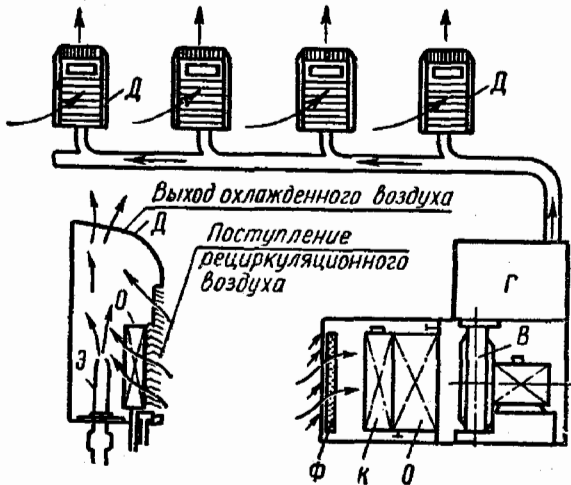


Рис. 157. Схема устройства высоконапорной системы кондиционирования воздуха:

Ф — фильтр; К — калорифер; О — воздухоохладитель; В — вентилятор высокого давления; Г — шумоглушитель; Д — доводочные шкафчики; Э — эжектор

Наружный воздух в количестве, соответствующем санитарным нормам, поступает в центральный кондиционер, в котором он в первую очередь проходит через фильтр Ф, затем в зависимости от времени года воздух нагревается в калорифере К или охлаждается и осушается в ребристом воздухоохладителе О.

После такой обработки воздух с помощью вентилятора высокого давления В направляется в камеру глушения шума Г. Из этой камеры воздух поступает в разводящий

воздуховод, по которому подается к местным кондиционерам — доводчикам Д, установленным в отдельных помещениях.

Перемещение воздуха по разводящему воздуховоду происходит со скоростью 30—50 м/сек. Благодаря незначительному количеству перемещаемого воздуха и большой скорости размеры разводящих воздуховодов получаются весьма небольшими. Доводчики Д, уста-

новленные в отдельных помещениях (рис. 157), состоят из металлического кожуха, внутри которого установлены эжектирующие насадки Э. Эти насадки позволяют использовать кинетическую энергию воздуха, выходящего из высоконапорной сети для забора рециркуляционного воздуха.

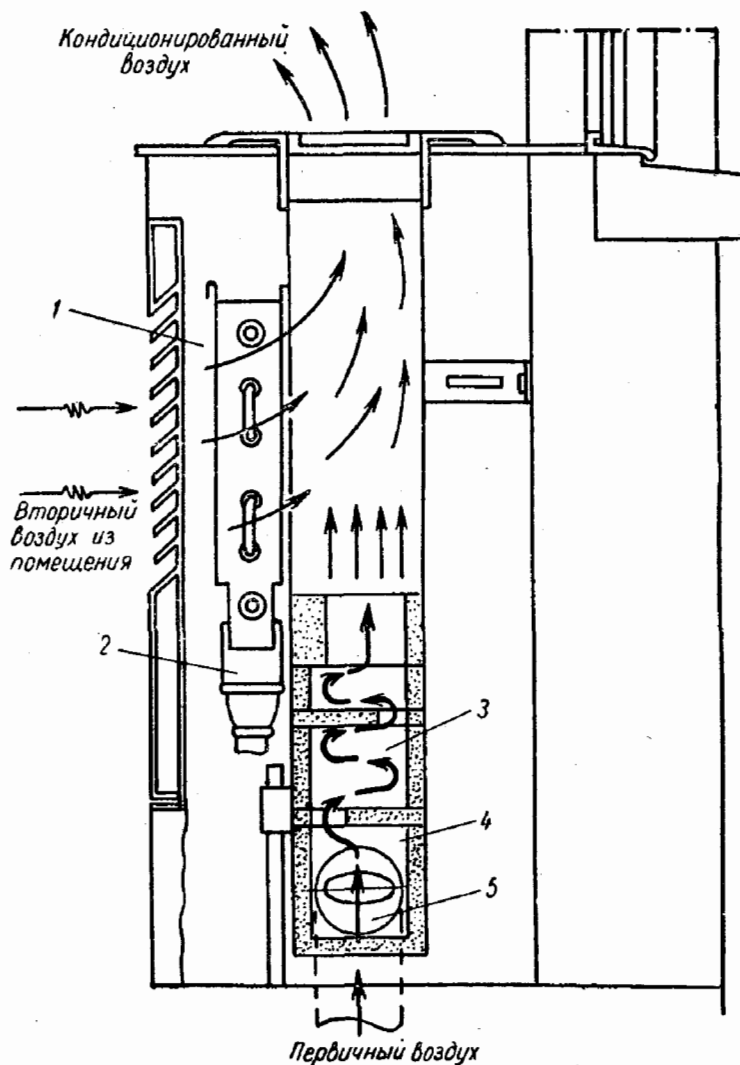


Рис. 158. Безвентиляторный доводчик:

1 — охлаждающе-нагревательные змеевики; 2 — поддон для конденсата; 3 — глушитель шума; 4 — вход первичного воздуха; 5 — задвижка для регулирования расхода воздуха

Внутри доводчика *Д* смонтированы поверхностные теплообменники *О*. В зависимости от условий с помощью их можно нагревать или охлаждать рециркуляционный воздух.

Теплоноситель и хладоноситель, необходимые для работы доводчиков, подаются от центральных источников тепла и холода.

На рис. 158 изображена конструкция безвентиляторного доводчика, в котором наружный воздух (первичный), обработанный в центральном кондиционере, поступает снизу. Давление его перед входом в доводчик, примерно равное 100 кг/м^2 , снижается дроссельной задвижкой до 15 кг/м^2 . После этого воздух поступает в глушитель и затем выходит через верхнюю решетку в помещение в смеси с рециркуляционным, подсосанным через поверхностный теплообменный аппарат, состоящий из охлаждающих змеевиков.

Соотношение между наружным и рециркуляционным воздухом в таких установках примерно равно $1 : 3 \div 1 : 4$. Отсутствие фильтра для очистки рециркуляционного воздуха объясняется его сравнительно большим сопротивлением и малым располагаемым давлением, создаваемым потоком первичного воздуха. Последнее можно отнести к недостаткам этого типа доводчика.

Температуру воздуха, выходящего из центрального кондиционера, в летнее время принимают равной необходимой температуре приточного воздуха одного из помещений, в котором требуется наиболее высокая температура по сравнению с другими. Поддержание заданной температуры в других помещениях, для которых необходима более низкая температура приточного воздуха, обеспечивается с помощью местных доводчиков.

Если в зимнее время такая система используется для воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, то температура воздуха, выходящего из центрального кондиционера в зимнее время, принимается минимальной. Недостающее количество тепла для помещений, требующих более высокую температуру подаваемого воздуха, компенсируется работой доводчиков, через теплообменные аппараты которых в этот период пропускается теплоноситель.

Производительность доводчика регулируется термостатом, помещенным в потоке рециркуляционного воздуха. Термостат регулирует поступление холодной или горячей воды в теплообменный аппарат доводчика.

Описанную систему кондиционирования «высокого давления» (Hi-press) можно применять в тех случаях, когда в здании имеется ряд сравнительно небольших помещений с индивидуальными тепловлажностными режимами, для которых требуется устройство кондиционирования воздуха.

Рассмотрим построение на $I - d$ -диаграмме процесса кондиционирования воздуха в летнее время при применении системы высокого давления.

Исходными данными для построения являются: температуры внутри отдельных помещений $t_{в1}, t_{в2}, t_{в3}$ и т. д., количества наружного воздуха для каждого из помещений $L_{н1}, L_{н2}, L_{н3}$ и т. д., угловые коэффициенты лучей процессов изменения состояния воздуха в каждом из этих помещений $\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$ и т. д. и значения расчетных параметров наружного воздуха t_n и φ_n . При этом значения относительной влажности в отдельных помещениях могут колебаться в

допустимых санитарными нормами пределах. Точного поддержания относительной влажности воздуха эта система не обеспечивает.

Построение процесса на $I-d$ -диаграмме начинают с нанесения точки, характеризующей состояние внутреннего воздуха для такого помещения, для которого значения углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха имеет максимальную величину при максимально допустимом значении относительной влажности $\Phi_{\text{доп макс}}$.

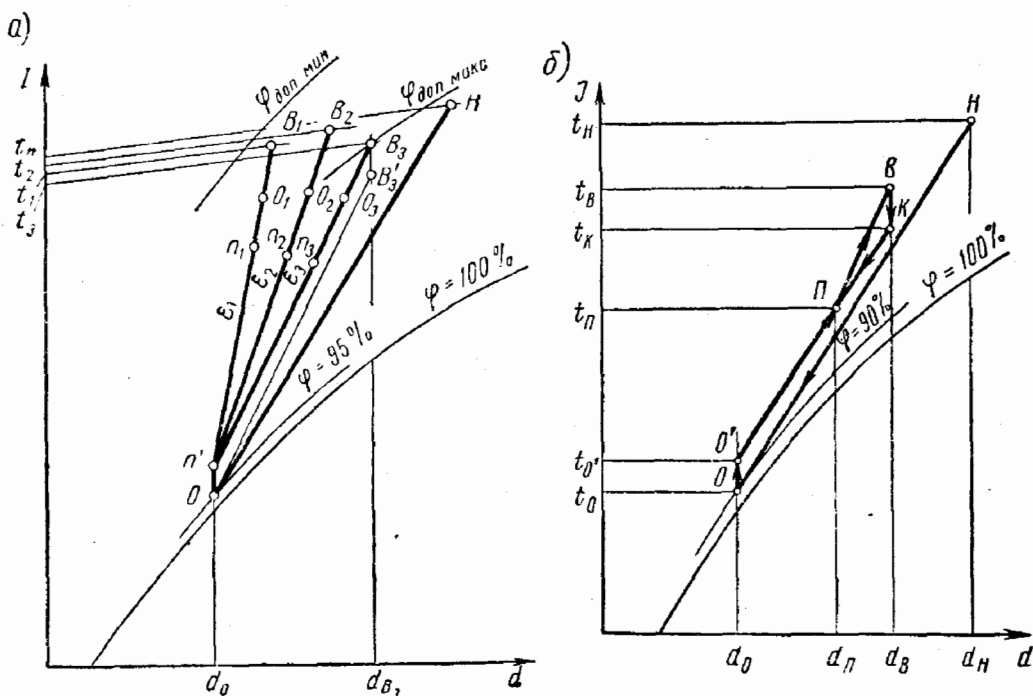


Рис. 159. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса кондиционирования воздуха: а — при применении системы высокого давления; б — при применении эжекторных доводчиков, работающих на охлаждение при сохранении постоянного влагосодержания рециркуляционного воздуха

Допустим, такой точкой является точка B_3 (рис. 159, а). От этой точки по линии $d_{B_3} = \text{const}$ в масштабе температур откладывают отрезок, соответствующий $1-1,5^\circ$. Через полученную точку B_3' проводят луч процесса изменения состояния воздуха в помещении ϵ_3 до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$ в точке O , характеризующей состояние воздуха, выходящего из кондиционера.

От точки O по линии $d_0 = \text{const}$ откладывают в масштабе температур отрезок OP' , соответствующий $1-1,5^\circ$ (подогрев воздуха в вентиляторе и воздуховодах). Затем, соединив точку P' с точкой B_3 , получают действительное положение луча процесса изменения состояния воздуха в помещении № 3. Через точку P' проводят все остальные лучи, характеризующие изменение состояния воздуха в других помещениях до пересечения с соответствующими изотер-

мами заданной температуры внутри каждого помещения (точки B_1, B_2 и т. д.).

По допустимому температурному перепаду между температурой приточного и внутреннего воздуха на лучах $П'В_1, П'В_2, П'В_3$ и т. д. находим точки $П_1, П_2, П_3$ и т. д., соответствующие состоянию приточного воздуха для каждого из помещений.

Необходимое количество воздуха для каждого из помещений соответственно равно:

$$L_1 = \frac{W_1 + \sum G_1}{d_{в1} - d_{п1}} 10^3; \quad L_2 = \frac{W_2 + \sum G_2}{d_{в2} - d_{п2}} 10^3;$$

$$L_3 = \frac{W_3 + \sum G_3}{d_{в3} - d_{п3}} 10^3 \text{ и т. д.,}$$

где $(W_1 + \sum G_1), (W_2 + \sum G_2)$ и т. д. — влаговыделения в отдельных помещениях;

$d_{в1}, d_{в2}$ и т. д. — влагосодержания воздуха внутри отдельных помещений;

$d_{п1}, d_{п2}$ и т. д. — влагосодержания приточного воздуха, подаваемого в отдельные помещения.

Точки O_1, O_2, O_3 и т. д., определяющие состояния рециркуляционного воздуха после охлаждения его в доводчиках, можно найти из пропорций, полагая при этом, что процессы охлаждения и осушения рециркуляционного воздуха в доводчиках протекают по прямым $B_1П_1, B_2П_2$ и т. д.:

$$\frac{L_1^*}{П'O_1} = \frac{L_{н1}}{O_1П_1}, \text{ откуда } O_1П_1 = \frac{L_{н1}}{L_1} П'O_1;$$

$$\frac{L_2}{П'O_2} = \frac{L_{н2}}{O_2П_2}, \text{ откуда } O_2П_2 = \frac{L_{н2}}{L_2} П'O_2;$$

$$\frac{L_3}{П'O_3} = \frac{L_{н3}}{O_3П_3}, \text{ откуда } O_3П_3 = \frac{L_{н3}}{L_3} П'O_3 \text{ и т. д.}$$

Отложив полученные отрезки $O_1П_1, O_2П_2, O_3П_3$ и т. д. соответственно от точек $П_1, П_2$ и $П_3$, получим искомые положения точек O_1, O_2 и т. д.

Производительность центрального кондиционера равна:

$$L_{цк} = L_{н1} + L_{н2} + L_{н3} + \dots + L_{нп},$$

где $L_{н1}, L_{н2}, \dots, L_{нп}$ — количества наружного воздуха, подаваемого в каждое помещение в соответствии с требованиями санитарных норм.

Охлаждающая мощность центрального кондиционера составляет:

$$Q_{цк} = L_{цк} (I_n - I_o).$$

Количества рециркуляционного воздуха, охлаждаемого в доводчиках, соответственно равны:

$$L_{p1}^- = L_1 - L_{н1}; \quad L_{p2}^- = L_2 - L_{н2};$$

$$L_{p3}^- = L_3 - L_{н3} \text{ и т. д.}$$

Количества тепла, отводимые от рециркуляционного воздуха в доводчиках:

$$Q_1 = L_{p1}^- (I_{в1} - I_{о1}); \quad Q_2 = L_{p2}^- (I_{в2} - I_{о2});$$

$$Q_3 = L_{p3}^- (I_{в3} - I_{о3}) \text{ и т. д.}$$

Общее количество тепла, отводимое в доводчиках, составляет:

$$Q_d = Q_1 + Q_2 + Q_3 + \dots + Q_n.$$

Охлаждающая мощность системы в целом будет равна:

$$Q_{охл} = Q_{цк} + Q_d.$$

Выше был рассмотрен случай, при котором обработка рециркуляционного воздуха в поверхностном воздухоохладителе эжекционного доводчика происходит в направлении луча процесса изменения состояния воздуха в помещении, т. е. когда луч процесса накладывается на линию смеси воздуха, поступающего из центрального кондиционера, с рециркуляционным.

Рассмотрим другой случай работы эжекционного доводчика, при котором в его поверхностном воздухоохладителе охлаждение рециркуляционного воздуха происходит при постоянном влагосодержании.

Построение этого варианта процесса (рис. 159, б) начинается с нанесения точки *B*, характеризующей состояние воздуха в помещении. Эта точка определяется заданной внутренней температурой и максимально допустимым значением относительной влажности.

Через точку *B* проводим луч процесса изменения состояния воздуха в помещении и на его направлении находим точку *П*, соответствующую параметрам приточного воздуха.

Далее определяем общее количество вентиляционного воздуха

$$L_o = \frac{W + \sum G}{d_B - d_{п}} \cdot 1000 \text{ [кг/ч]}.$$

Если L_n — количество наружного воздуха, необходимое для этого помещения в соответствии с санитарными нормами, то количество рециркуляционного воздуха составит:

$$L_p^- = L_o - L_n \text{ [кг/ч]}.$$

На основании пропорции

$$\frac{d_n - d_o}{d_B - d_{п}} = \frac{L_o}{L_n}$$

определяем влагосодержание воздуха, выходящего из центрального кондиционера:

$$d_o = d_v - (d_v - d_n) \frac{L_o}{L_n}.$$

Положение точки O , характеризующей состояние воздуха, выходящего из воздухоохладителя центрального кондиционера, определяется пересечением линии $d_o = \text{const}$ с кривой $\varphi = 90\%$. Состояние воздуха, поступающего из центрального кондиционера в эжекционный доводчик с учетом подогрева его в вентиляторе и каналах, характеризуется точкой O' , лежащей на пересечении линии $d_o' = \text{const}$ с изотермой $t_o' = t_o + (1,5 - 2^\circ)$.

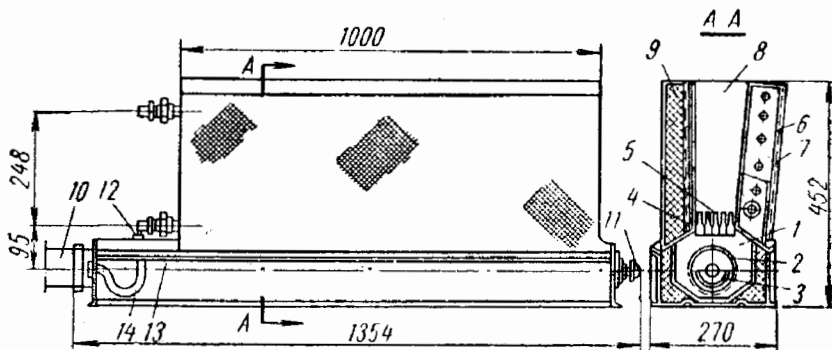


Рис. 160. Общий вид эжекционного кондиционера КНЭ-0,5 для встраивания в строительные конструкции:

1 — приточная камера; 2 — распределительная перфорированная труба; 3 — секторный клапан; 4 — сопловая панель; 5 — сопла; 6 — теплообменник; 7 — воздушный фильтр из капронового сита артикула 25; 8 — смешительная камера; 9 — внутренняя задняя стенка; 10 — гибкий патрубок; 11 — ручка управления секторным клапаном; 12 — отборник статического давления в приточной камере; 13 — емкость для сбора конденсата; 14 — патрубок для присоединения к дренажному трубопроводу

Через точки O' и Π проводим прямую до пересечения с линией $d_v = \text{const}$ в точке K , соответствующей состоянию рециркуляционного воздуха, после его охлаждения (по линии BK) в поверхностном воздухоохладителе эжекционного доводчика. Следует заметить, что в соответствии с предшествующим построением линия $O'K$ является линией смеси воздуха, подаваемого из центрального кондиционера, и рециркуляционного.

Количество тепла, отнимаемого от рециркуляционного воздуха в поверхностном воздухоохладителе эжекционного доводчика, будет равно:

$$Q_{охл} = L_p (I_v - I_k) \text{ [ккал/ч]}.$$

Пользуясь изложенным выше методом, можно построить аналогичные лучи процессов для остальных помещений.

Эжекционный кондиционер КНЭ-0,5 [Л. 10]. Домодедовский машиностроительный завод «Кондиционер» изготавливает подоконные эжекционные кондиционеры КНЭ-0,5 (рис. 160). Эти

кондиционеры обычно устанавливают под окнами; конструктивно они связаны с элементами наружной стены и перекрытия.

Кондиционеры эти изготовляют с одним и двумя теплообменниками. При двух теплообменниках второй из них располагают вместо задней стенки, и вода проходит последовательно по трубкам обоих теплообменников.

В обычном исполнении этот кондиционер поставляют с сопловыми элементами. Диаметр сопел равен 5 мм. Однако сопла могут изготовляться и других диаметров. Наличие сопел различных диаметров позволяет изменять коэффициент эжекции в кондиционере от 3,4 до 2, а также изменять статическое давление первичного воздуха перед кондиционером.

В табл. 33 приведены основные технические данные эжекционного кондиционера КНЭ-0,5 с соплами диаметром 5 мм.

Таблица 33

| Показатели кондиционера КНЭ-0,5 | Единица измерения | Количество |
|--|-------------------|------------|
| Длина оребренной части поверхностного теплообменника | мм | 1000 |
| Наружная поверхность теплообменника | м ² | 7,03 |
| Живое сечение для прохода воды | м ² | 0,000254 |
| Длина сопловой панели | мм | 1000 |
| Общее количество сопел | шт. | 95 |
| Суммарная площадь выходных отверстий: при диаметре сопел 5 мм | м ² | 0,00182 |
| " " " 5,5 мм | | 0,00226 |
| " " " 6 мм | | 0,00268 |
| " " " 6,5 мм | | 0,00315 |
| " " " 7 мм | | 0,00365 |
| Живое сечение двух приточных решеток | м ² | 0,103 |

Расчет эжекционных кондиционеров рекомендуется начинать с расчета летнего режима, так как показатель требуемой холодопроизводительности поверхностного теплообменника эжекционных кондиционеров служит определяющим фактором. Необходимую холодопроизводительность поверхностного теплообменника эжекционного кондиционера определяют по формуле

$$Q_{охл} = \sum Q_{лет} - L_n (I_v - I_c) \text{ [ккал/ч]},$$

где $\sum Q_{лет}$ — полные тепловыделения в помещении в летний период, ккал/ч;

L_n — количество первичного воздуха, поступающего через сопла, кг/ч;

I_v — теплосодержание воздуха в помещении, ккал/кг сух. возд;

I_c — теплосодержание первичного воздуха, ккал/кг сух. возд.

Практика расчетов показала, что принятые размеры эжекционных кондиционеров на основании расчета летнего режима вполне могут удовлетворять требованиям, связанным с подогревом воздуха в зимний период. Поэтому системы часто проектируют с таким расчетом, чтобы в зимний период первичный воздух подавался к соплам с более низкой температурой. Последнее позволяет полностью использовать имеющуюся поверхность теплообменников и уменьшить влияние тепловой инерции теплообменников в процессе регулирования.

При нагреве рециркуляционного воздуха в поверхностном теплообменнике и подаче к соплам первичного воздуха с низким теплосодержанием теплопроизводительность поверхностного теплообменника определяют по формуле

$$Q_T = \sum Q_3 + L_n(I_B - I_C) \text{ [ккал/ч]},$$

где $\sum Q_3$ — результат теплового баланса в помещении по полному теплу в зимний период, ккал/ч.

§ 5. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С АВТОНОМНЫМИ КОНДИЦИОНЕРАМИ

В отличие от местных неавтономных автономные кондиционеры имеют встроенную холодильную машину. Эти кондиционеры широко применяют как в СССР, так и за рубежом.

Автономные кондиционеры подразделяют на летние и круглогодичные. Летние кондиционеры работают только на охлаждение и осушение воздуха летом, а зимой выключаются. Круглогодичные кондиционеры работают как летом, так и зимой. В последнем случае часто используется работа холодильной машины кондиционера по принципу теплового насоса.

Принцип теплового насоса был предложен в 1852 г., но практически применять его начали значительно позднее. В последние годы этот принцип стали использовать в установках кондиционирования воздуха и отопления помещений.

В термодинамическом и конструктивном отношении тепловой насос представляет собой обычную холодильную машину. Так же, как и холодильная машина, он отнимает тепло от тела с более низкой температурой, повышает с помощью термодинамического цикла температурный потенциал этого тепла и отдает его другому телу.

Особенность теплового насоса по сравнению с холодильной машиной заключается в том, что в холодильной машине основное ее назначение — отнятие тепла при низкой температуре, а отдача тепла при высокой температуре является побочным процессом. В тепловом насосе, наоборот, выделение тепла представляет основной процесс, а отнятие — побочный.

Таким образом, оказалось возможным использовать холодильное оборудование не только для охлаждения воздуха, но и для его

нагрева. Такое комбинированное использование холодильного оборудования повышает его коэффициент использования и уменьшает эксплуатационные расходы установки.

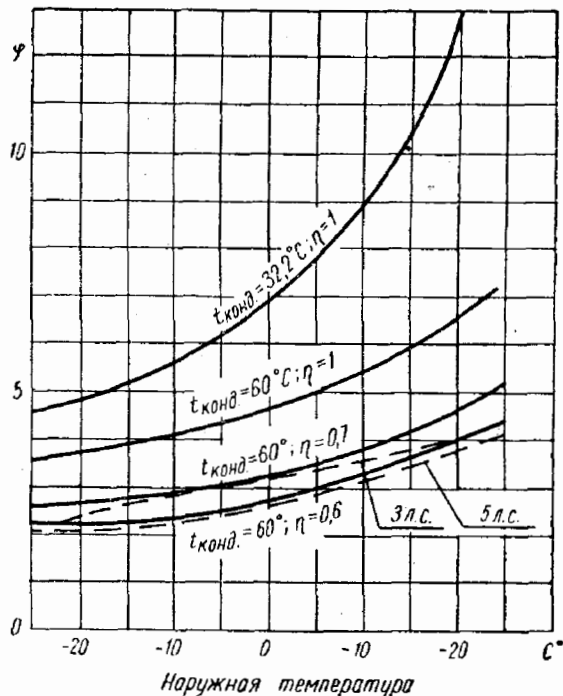
Отношение количества тепла, отнятого в конденсаторе холодильной машины, к затраченной мощности, выраженной в тепловых единицах, называется *коэффициентом преобразования*.

На рис. 161 приведены кривые коэффициентов преобразования тепловых насосов φ при использовании наружного воздуха в качестве источника тепла [Л. 8]. Из графика видно, что с возрастанием температуры воздуха при прочих равных условиях φ возрастает. Для тепловых насосов фирмы «General Electric» с номинальной мощностью 3 и 5 л. с. величина коэффициента преобразования при температуре воздуха 0° равна 3. Следовательно, в тепловом насосе на 1 квт·ч затраченной электроэнергии можно получить тепла за счет теплосодержания наружного воздуха в три раза больше, чем это дает электронагреватель, использующий джоулево тепло.

Для отопления зданий с помощью тепловых насосов наибольшее применение нашел наружный воздух. Вместе с тем следует указать, что источниками тепла могут быть водопроводная и особенно артезианская вода, а также грунт.

В последнем случае в грунт на значительной глубине закладывают змеевики, по которым циркулирует вода. Так как при применении теплового насоса в зимнее и в летнее время используется одно и то же оборудование, то, естественно, его теплопроизводительность в холодное время года не может значительно отличаться от его холодопроизводительности летом. При одинаковой зимней и летней температуре испарения холодопроизводительность машины на 10—20% меньше ее теплопроизводительности.

Следует заметить, что часто холодильная машина работает в качестве теплового насоса в холодное время года с более низкой



— Данные Data Book
 - - Тепловые насосы Джeneral Электрик
 η - к.п.д. холодильной машины

Рис. 161. Кривые коэффициентов преобразования тепловых насосов при использовании наружного воздуха в качестве источника тепла

температурой испарения, чем в летний период. В таком случае теплопроизводительность становится близкой к холодопроизводительности машины. Летний кондиционер можно использовать в качестве теплового насоса только до $+5^{\circ}$ наружной температуры; при более низкой температуре необходимо предусматривать дополнительный источник тепла.

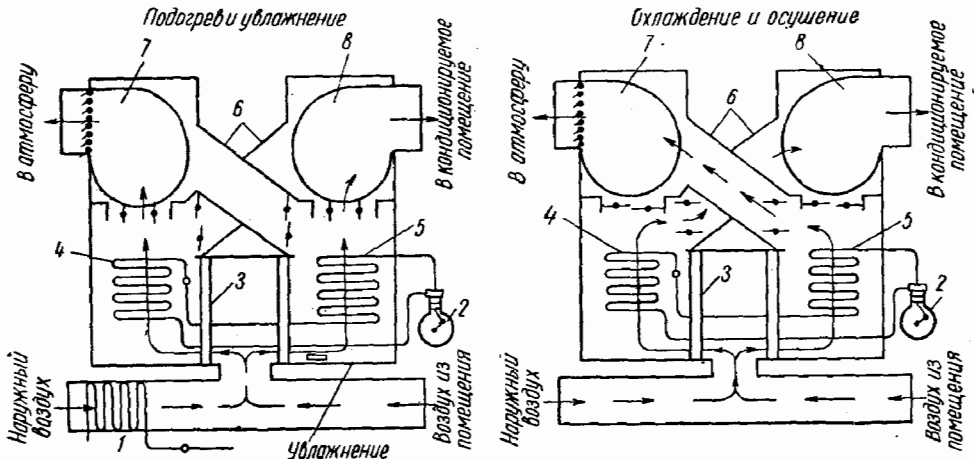


Рис. 162. Принципиальная схема кондиционера, работающего в зимнее время по циклу теплового насоса с переключением воздушных потоков:

1 — первый подогрев (часть конденсатора или калорифер); 2 — компрессор; 3 — фильтры; 4 — испаритель; 5 — конденсатор; 6 — воздуховоды; 7 — вытяжной вентилятор; 8 — приточный вентилятор

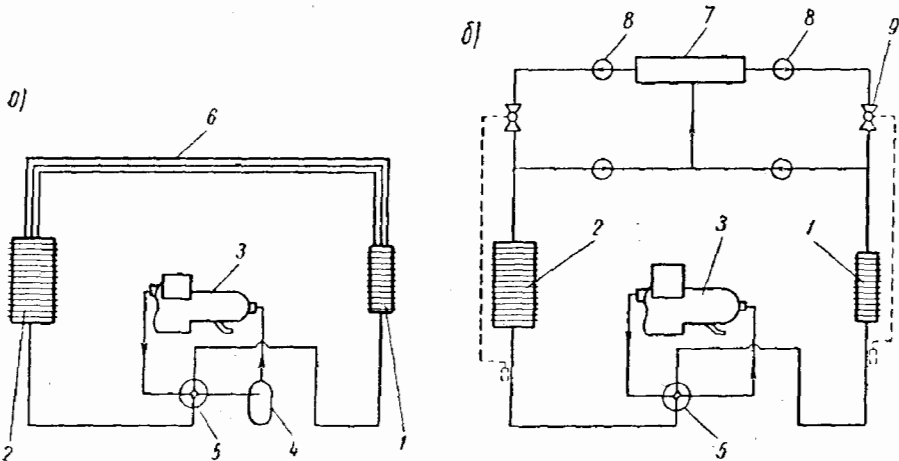


Рис. 163. Схемы реверсирования круглогодичных кондиционеров путем переключения потоков холодильного агента:

1 — внутренние змеевики; 2 — внешние змеевики; 3 — компрессор; 4 — аккумулятор; 5 — четырехходовой переключатель; 6 — капиллярная трубка; 7 — ресивер; 8 — обратные клапаны; 9 — терморегулирующие вентили

Таким образом, в холодный период года тепловые насосы могут отапливать помещения только в условиях южных районов, где температура наружного воздуха сравнительно высока. Вместе с тем

следует отметить, что в климатических условиях средней полосы СССР (например, в Москве) расход тепла на подогрев вентиляционного воздуха в ряде случаев соизмерим с холодопроизводительностью машин в летнее время. Последнее позволяет использовать круглогодичные кондиционеры с тепловым насосом для подогрева приточного воздуха.

Использовать холодильную машину местных автономных кондиционеров для нагревания и охлаждения вначале пытались путем переключения потоков воздуха (рис. 162). Однако громоздкость и сложность размещения оборудования таких кондиционеров значительно ограничили их применение. В последнее время появились кондиционеры с реверсированием движения холодильного агента (рис. 163, а) [Л. 8]. Сжатый в компрессоре холодильный агент в газообразном состоянии с помощью специального четырехходового переключателя направляется в наружные или внутренние змеевики, при этом одновременно соответственно изменяется и направление всасываемых компрессором паров.

Дросселирование жидкого холодильного агента происходит в капиллярной трубке, причем направление потока в этом случае не имеет значения. В более крупных кондиционерах, имеющих регулирующие вентили, схема усложняется необходимостью движения холодильного агента в определенном направлении (рис. 163, б). Такое изменение направления движения хладагента осуществляют при помощи обратных клапанов. Переключение режимов производится так же, как и в предыдущем случае, с помощью четырехходового переключателя.

Круглогодичный шкафной кондиционер с тепловым насосом и воздушным охлаждением конденсатора изображен на рис. 164. В верхней части кондиционера расположены испаритель и вентилятор, с помощью которых производится охлаждение и перемещение воздуха, забираемого из помещения.

Компрессор и электропитание также расположены в верхней части кондиционера в пространстве, отгороженном изоляционной пере-

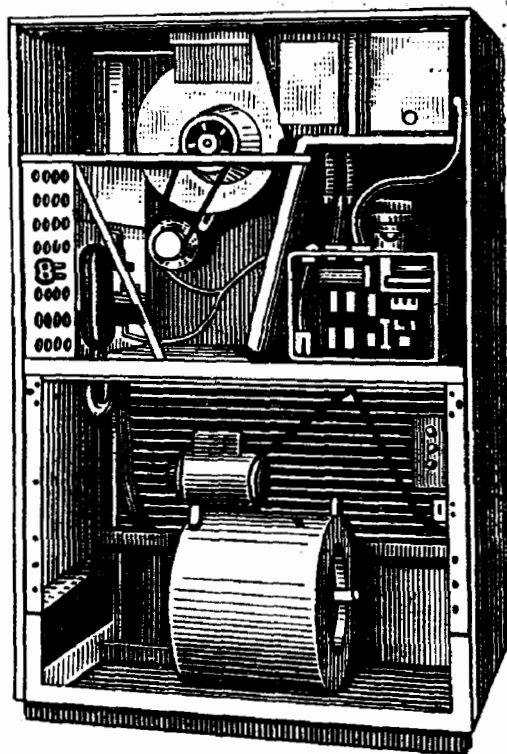


Рис. 164. Круглогодичный кондиционер с тепловым насосом и воздушным охлаждением конденсатора

городкой. В нижней части кондиционера расположены конденсатор и вентилятор (охлаждающий конденсатор), работающий только на наружном воздухе.

Воздух, подлежащий охлаждению или нагреву, забирается из помещения через отверстия, расположенные с левой стороны в верхней части отсека, и затем направляется в теплообменник, откуда через отверстие с решеткой, находящейся в верхней части кондиционера, поступает в помещение. Наружный воздух забирается и отводится через заднюю стенку кондиционера в нижней его части.

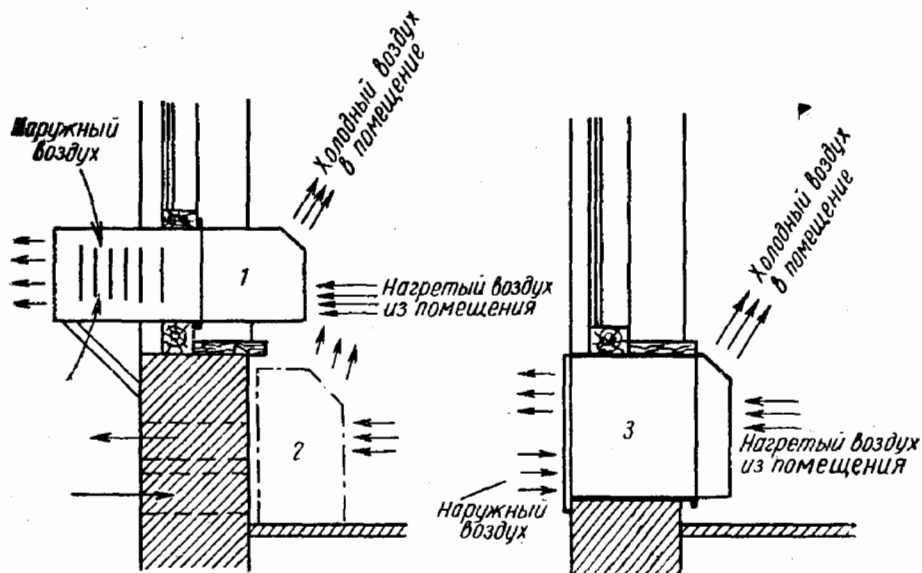


Рис. 165. Схема установки комнатных кондиционеров:

1 — оконный; 2 — подоконный; 3 — внутристенный

Габаритные размеры круглогодичного шкафного кондиционера $740 \times 1220 \times 1880$ мм. Производительность его по холоду 10 000—14 000 ккал/ч, по теплу 14 000—26 000 ккал/ч.

Автономные кондиционеры, как правило, обслуживают только одно помещение, в котором они расположены.

По конструкции автономные кондиционеры бывают оконные, подоконные, внутристенные (рис. 165) и шкафные.

На рис. 166 изображен оконный летний кондиционер, состоящий из двух отсеков, из которых «теплый» выходит на улицу, а «холодный» находится в охлаждаемом помещении. В теплом отсеке размещены компрессор, конденсатор с воздушным охлаждением и вентилятор с электродвигателем для охлаждения конденсатора. В холодном отсеке расположен испаритель из ребристых труб, фильтр для очистки воздуха от пыли, вентилятор, перемещающий охлаждаемый воздух, термостат (для автоматического регулирования температуры), приборы управления (регулирования) и направля-

ющие лопатки для изменения направления выхода охлажденного воздуха в помещение.

Перегородки между отсеками и наружная часть холодного отсека изолированы. При установке кондиционера в окне кожух закрепляется на резиновых прокладках. Наружная его часть имеет специальную опору.

Для удаления конденсата, выпадающего из охлаждаемого воздуха, специального дренажа не предусматривается. Конденсат, выпадающий на поверхности испарителя, стекает на дно кожуха и затем направляется в теплый отсек. Из теплого отсека конденсат забирается специальным кольцом, укрепленным к лопастям осевого вентилятора, и разбрызгивается в потоке теплого воздуха, проходящего через конденсатор.

Разбрызгиваемый таким способом конденсат испаряется и в парообразном состоянии удаляется вместе с воздухом, охлаждающим конденсатор.

Описанный кондиционер присоединяют только к электрической сети.

Компрессор холодильной машины и обслуживающий его электродвигатель заключены в герметический кожух. Компрессор соединяют с конденсатором и испарителем медными трубками без запорной или регулирующей арматуры. Регулирование поступления жидко-

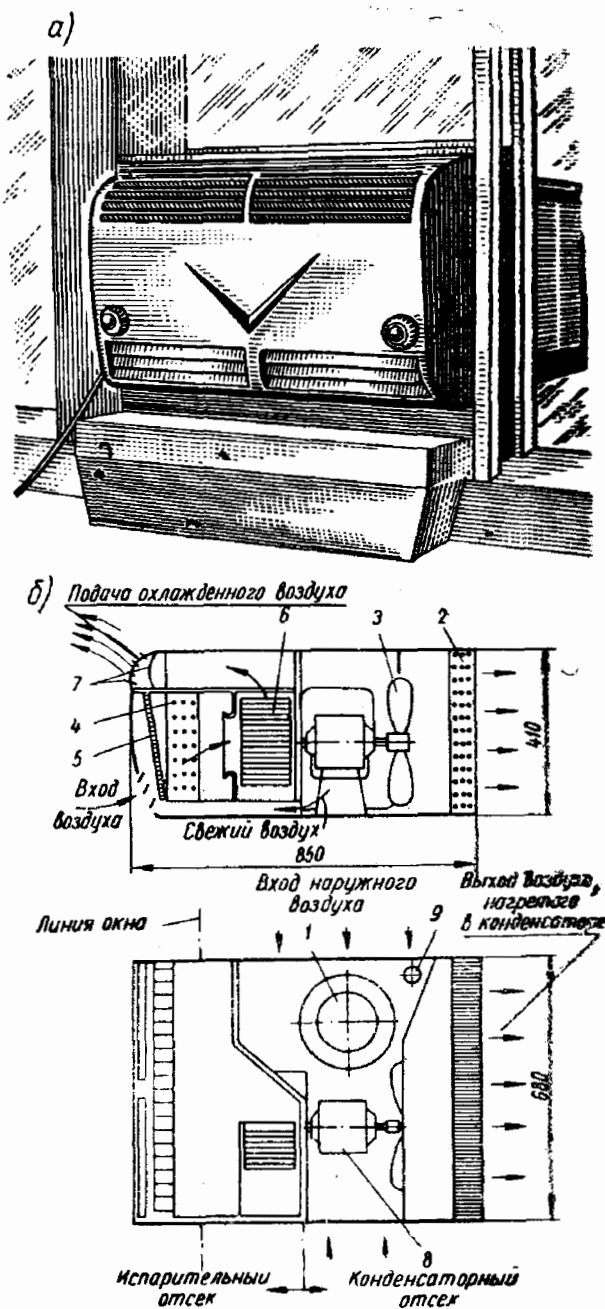


Рис. 166. Оконный летний кондиционер со встроенной холодильной машиной:

а — общий вид; б — компоновка; 1 — компрессор, 2 — конденсатор; 3 — осевой вентилятор; 4 — испаритель; 5 — фильтр; 6 — вентилятор центробежный; 7 — регулирующие жалюзи; 8 — электродвигатель; 9 — фильтр-осушитель

го хладагента в испаритель производят с помощью капиллярной трубки.

Автоматика в цепи движения хладагента отсутствует. При повышении давления конденсации компрессор отключается с помощью защитного реле, срабатывающего при повышении нагрузки электродвигателя.

В качестве хладагента в таких кондиционерах применяют фреон-22, который экономичнее фреона-11 и фреона-12.

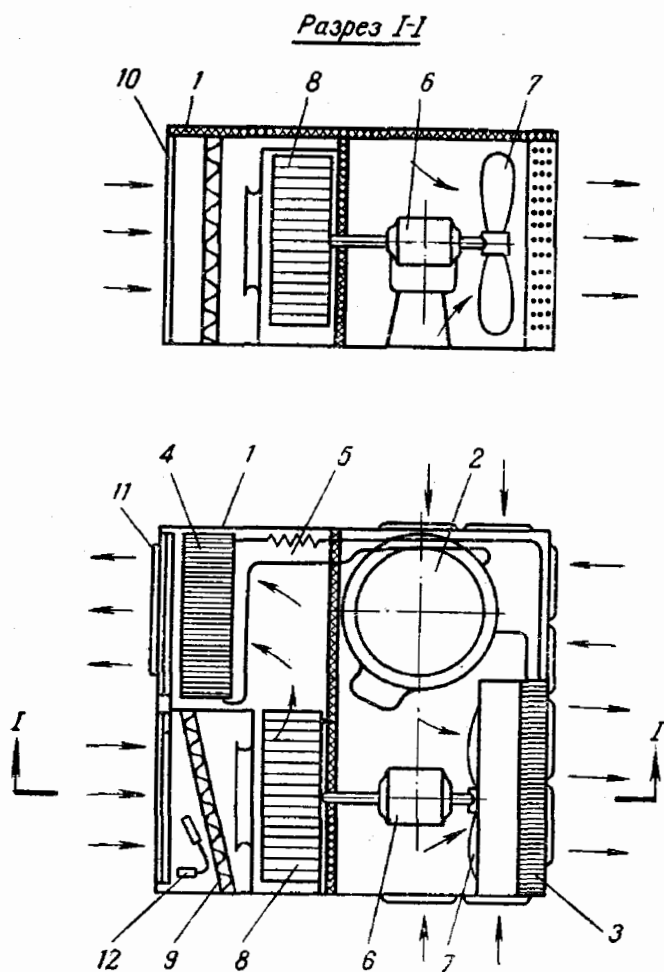


Рис. 167. Схема компоновки оконного кондиционера «Азербайджан»:

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; 2 — герметичный фреоновый компрессор; 3 — пластинчатый воздушный конденсатор; 4 — поверхностный пластинчатый теплообменник для непосредственного испарения фреона; 5 — капиллярная трубка; 6 — малозумный однофазный электродвигатель вентиляторов; 7 — осевой вентилятор конденсатора; 8 — центробежный вентилятор испарителя; 9 — бумажный заменяемый воздушный фильтр; 10 — воздухозаборная декоративная решетка; 11 — приточная регулируемая решетка; 12 — двухпозиционный терморегулятор воздуха, воздействующий на пускатель электродвигателя компрессора

Холодопроизводительность рассмотренных кондиционеров колеблется в пределах от 1500 до 6000 ккал/ч при мощности электродвигателей компрессоров от 0,35 до 1,5 квт.

Местные кондиционеры со встроенной холодильной машиной типа рассмотренного выше оконного кондиционера относятся к так называемым летним кондиционерам, работающим только в летнее время, когда требуется охлаждение и осушение воздуха. Для подогрева воздуха в холодное время года подобный кондиционер использовать невозможно.

На рис. 167 приведена схема оконного автономного кондиционера, изготовляемого Бакинским заводом климатических установок. Этот кондиционер предназначен для охлаждения воздуха в жилых и административных помещениях. Конструктивно оконный кондиционер близок к рассмотренному выше. Все основные элементы его устройства хорошо видны из рис. 167.

Воздушное охлаждение конденсатора холодильной машины исключает подводу водопровода и канализации. Питание электродвигателей вентилятора и компрессора производится от однофазной сети переменного тока напряжением 127 в. Автоматическое регулирование принято двухпозиционное с помощью терморегулятора, установленного в потоке рециркуляционного воздуха.

В табл. 34 приведены технические характеристики кондиционеров «Азербайджан» и «Харьков» модели 17-00.

Т а б л и ц а 34

| Показатели | Единица измерения | Тип кондиционера | |
|---|-------------------|------------------|------------------------|
| | | «Азербайджан» | «Харьков» модели 17-00 |
| Производительность по воздуху . . . | м ³ /ч | 400 | 1700 |
| Максимальное количество обрабатываемого в кондиционере наружного воздуха | м ³ /ч | 100 | 1700 |
| Полная холодопроизводительность | ккал/ч | 1700 | 7200 |
| Максимальная температура среды, охлаждающей конденсатор холодильного агрегата | град | Воздух 30 | Вода 25 |
| Количество воды для охлаждения конденсатора | кг/ч | Нет | 1200 |
| Количество холодильного агента в системе | кг | Фреон-22 1 | Фреон-12 8 |
| Установочная мощность: | | | |
| электродвигатели компрессора . . . | квт | 1,2 | 1,8 |
| электродвигатели вентилятора . . . | | 0,1 | 0,25 |
| Вес кондиционера | кг | 85 | 500 |
| Габариты: | | | |
| высота | мм | 400 | 1990 |
| ширина | " | 678 | 950 |
| глубина | " | 734 | 600 |
| Глубина части, выступающей в обслуживаемое помещение | мм | 340 | — |

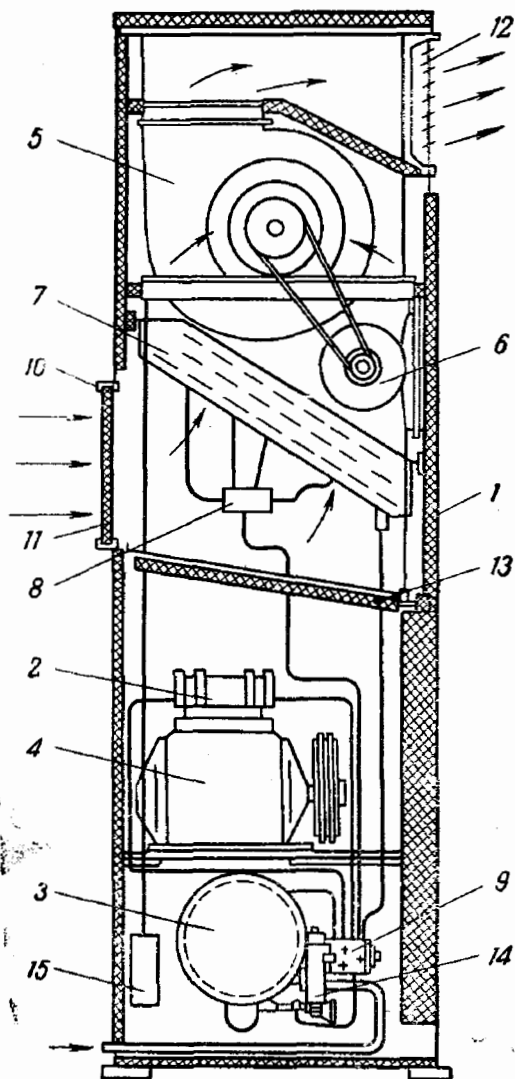


Рис. 168. Схема компоновки шкафного кондиционера «Харьков» модели 17-00:

1 — корпус с теплозвуковой изоляцией; 2 — двухцилиндровый вертикальный фреоновый компрессор типа 2ФВ-6,5; 3 — водяной кожухотрубный конденсатор; 4 — трехфазный малошумный электродвигатель компрессора мощностью 1,8 кВт; 5 — центробежный малошумный вентилятор двустороннего всасывания; 6 — трехфазный малошумный электродвигатель вентилятора мощностью 0,25 кВт; 7 — поверхностный теплообменник из трубок со спирально-ленточным оребрением; 8 — пауковая разводка фреона; 9 — четырехходовой клапан для ручного переключения на режимы охлаждения или нагрева воздуха в кондиционере; 10 — воздухозаборный патрубок; 11 — ячейка сетчатого масляного воздушного фильтра; 12 — приточная решетка; 13 — поддон; 14 — водорегулирующий клапан; 15 — электроаппаратура

На рис. 166 показан шкафной автономный круглогодичный кондиционер «Харьков» модели 17-00, холодильная машина которого в зимнее время работает по циклу теплового насоса. Этот кондиционер применяется для обслуживания аудиторий, лабораторий, кафе и т. п.

Кондиционер можно устанавливать как непосредственно в кондиционируемое помещение, так и поблизости от него. В последнем случае воздух от кондиционера в обслуживаемое помещение подается с помощью воздуховода. В отличие от предыдущего кондиционера этот кондиционер имеет водяное охлаждение конденсатора, вследствие чего необходимо предусматривать подводу водопровода и канализации.

Питание кондиционера электроэнергией производится от сети трехфазного переменного тока с напряжением 220/380 в. Автоматическое регулирование кондиционера — двухпозиционное. Переключение кондиционера с режима охлаждения на режим подогрева воздуха (по циклу теплового насоса) производят с помощью четырехходового вентиля, расположенного в машинном отделении аппарата.

К числу местных автономных кондиционеров относятся также и кондиционеры, действующие по принципу прямого испарительного охлаждения воздуха. Поэтому такие кондиционеры не нуждаются в искусственных источниках холодоснабжения.

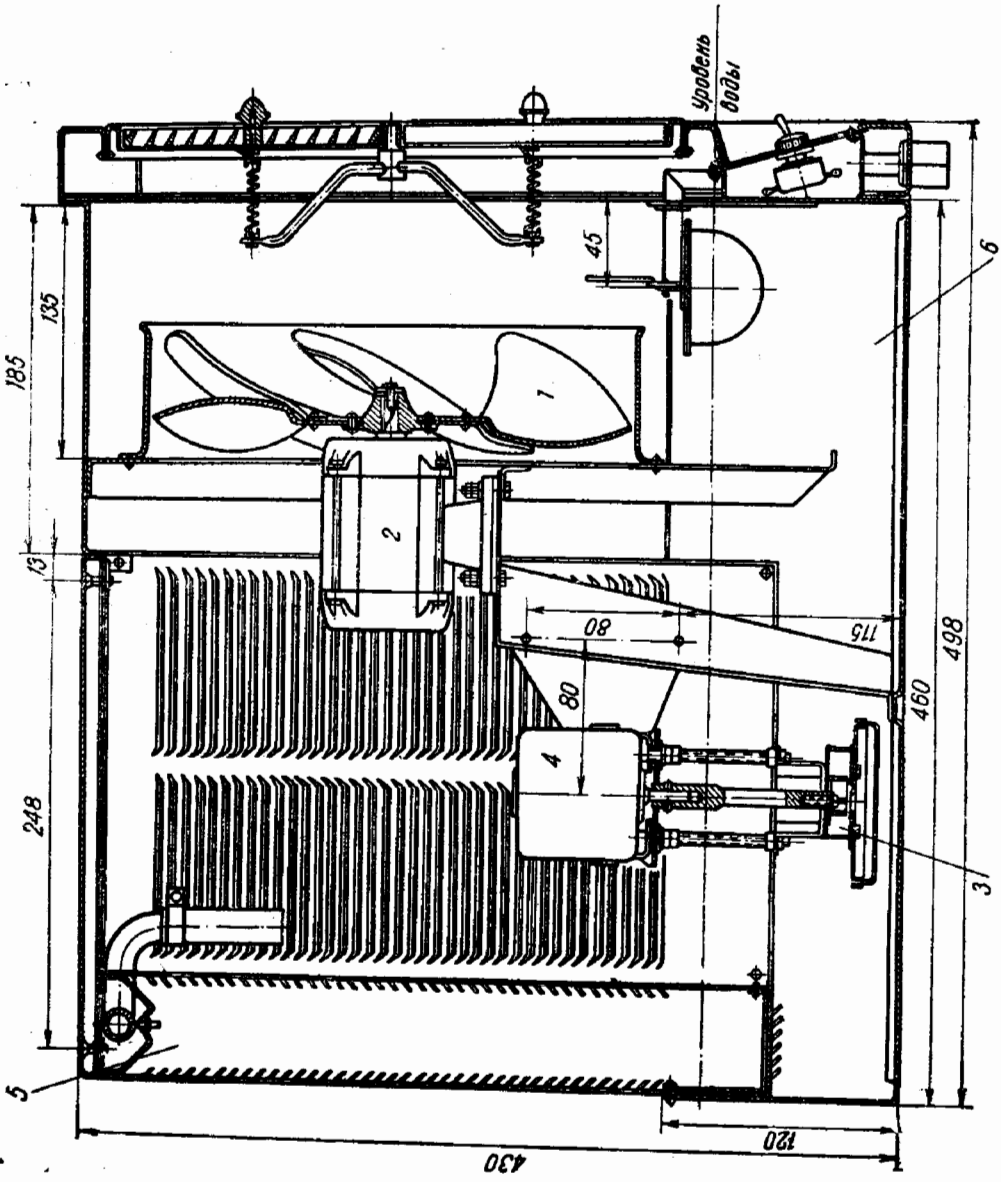


Рис. 169. Оконный испарительный кондиционер КДА 55м

На рис. 169 изображена схема устройства кондиционера типа КДА 55 м, разработанного О. Я. Кокориным и изготовляемого на Домодедовском механическом заводе. Кондиционер состоит из следующих элементов: осевого шестилопастного вентилятора 1 с электродвигателем 2, центробежного насоса 3 с электродвигателем 4, кассеты с орошаемым слоем 5, состоящим из стекловолокна или какого-либо пористого материала, металлического кожуха и поддона 6.

Работа кондиционера заключается в следующем. Ручным включением пускаются двигатели вентилятора и насоса. Насос забирает воду из поддона и нагнетает ее в распределительное устройство кассеты. Через щелевые отверстия распределительного устройства вода стекает на орошаемый слой заполнителя, через который вентилятором просасывается наружный воздух. Последний, проходя через орошаемую насадку, адиабатически увлажняется, вследствие чего температура его снижается, и, кроме того, он очищается от пыли. Затем воздух нагнетается в кондиционируемое помещение.

В табл. 35 приведены технические данные кондиционера КДА 55 м.

Таблица 35

| Показатели кондиционера | Единица измерения | Данные |
|--|-------------------|--------|
| Производительность по воздуху | м ³ /ч | 520 |
| Холодопроизводительность при температуре наружного воздуха 40° и относительной влажности 17% | ккал/ч | 2000 |
| Расход воды на испарение при указанных параметрах воздуха | кг/ч | 4,5 |
| Потребляемая мощность | квт | 0,07 |
| Вес кондиционера без воды | кг | 22 |
| Уровень шума на расстоянии 1 м от работающего кондиционера | дб | 52 |

Такие кондиционеры следует применять только в районах с высокой температурой и низкой относительной влажностью наружного воздуха.

Помимо автономных кондиционеров прямого испарительного охлаждения воздуха, О. Я. Кокориным разработана конструкция кондиционера, использующая принцип прямого и косвенного испарительного охлаждения воздуха. Этот принцип охлаждения воздуха достаточно подробно был изложен выше.

На рис. 170 изображена схема квартирного кондиционера, работающего по принципу прямого и косвенного испарительного охлаждения. Наружный воздух проходит фильтр 1, в котором очищается от пыли, затем поступает в вентилятор 2. Из вентилятора воздух проходит через клапан 3 и при этом разделяется на два потока, из которых основной проходит через поверхностный теплообменник 4, в котором он охлаждается (по $d = \text{const}$). Другая часть

потока (вспомогательного) воздуха проходит по трубкам поверхностного теплообменника, которые сверху орошаются водой с помощью форсунок 5.

Вспомогательный поток воздуха, соприкасаясь со смоченными стенками труб, а также и с попадающими туда капельками воды, подвергается увлажнению, в результате чего температура воды, стекающей из труб, понижается.

Пройдя поверхностный теплообменник, вспомогательный поток воздуха выбрасывается наружу. Основной поток воздуха после ох-

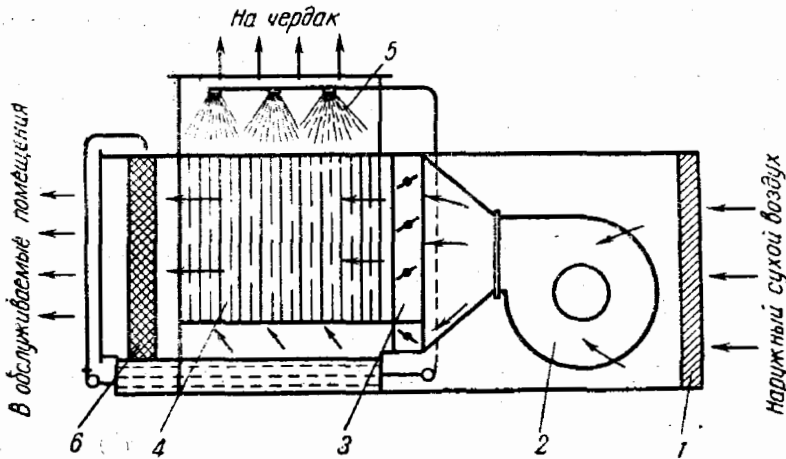


Рис. 170. Принципиальная схема квартирного кондиционера косвенного и прямого испарительного охлаждения

лаждения его в поверхностном теплообменнике поступает в орошаемую насадку 6, где подвергается прямому испарительному охлаждению. Из орошаемой насадки воздух подается в обслуживаемое помещение.

Такой кондиционер можно устанавливать в чердачных помещениях одноэтажных зданий либо подвешивать под потолком вспомогательных помещений. Кондиционированный воздух в отдельные помещения подается по воздуховодам.

Применение полупроводников для отопления и охлаждения помещений [Л. 27, 42]. Академик А. Ф. Иоффе в 1949 г., разрабатывая теорию термоэлектрических устройств, предложил использовать явление Пельтье для обогрева помещений.

На рис. 171 приведен схематический чертеж десяти пар последовательно соединенных горячих и холодных спаев полупроводников с развитой теплообменной поверхностью в виде толстой металлической пластинки с тонкими и высокими металлическими ребрами, которые охлаждаются или нагреваются воздухом. Пара, состоящая из горячего и холодного спаев, называется термоэлементом.

Если холодный спай поместить в холодную среду, а горячий — в нагретую, то при прохождении постоянного тока холодный спай

будет поглощать тепло из холодной среды, еще больше охлаждая ее, а горячий спай будет выделять это тепло в нагретую среду. Таким образом, если зимой горячие спаи находятся внутри помещения, а холодные снаружи, то за счет охлаждения наружного

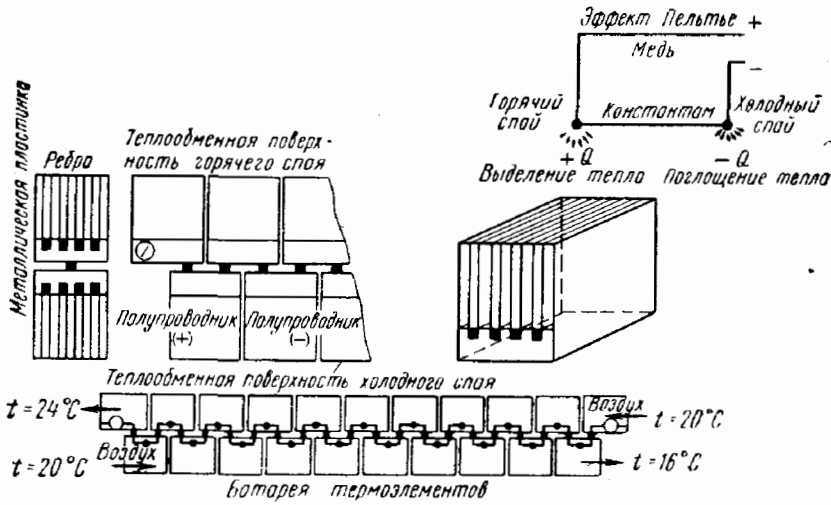


Рис. 171. Схема полупроводниковых термоэлементов

воздуха можно отапливать помещение. Если же летом горячие спаи находятся снаружи, а холодные внутри помещения, то за счет нагрева наружного воздуха помещение можно охлаждать.

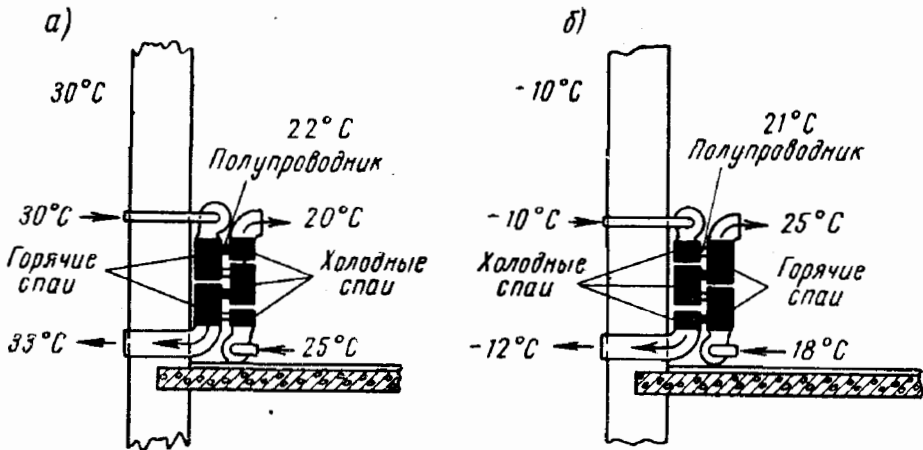


Рис. 172. Схема действия отопительно-охлаждающего агрегата, использующего воздух в качестве рабочей среды:

а — охлаждение помещения летом; б — нагрев помещения зимой

В действительности холодные или горячие спаи летом или зимой перемещать не нужно: достаточно лишь переменить направление электрического тока, и горячие спаи становятся холодными, а холодные — горячими. Таким образом, работа подобного полупровод-

никового аппарата на нагревание и охлаждение осуществляется по принципу теплового насоса.

На рис. 172 и 173 показаны схемы устройства полупроводникового нагрева и охлаждения с использованием в качестве источника тепла или холода окружающего воздуха или воды.

Как видно из рис. 172, установка с использованием воздуха в качестве рабочей среды состоит из двух теплообменников для нагревания и охлаждения воздуха. Теплообменник, нагревающий воз-

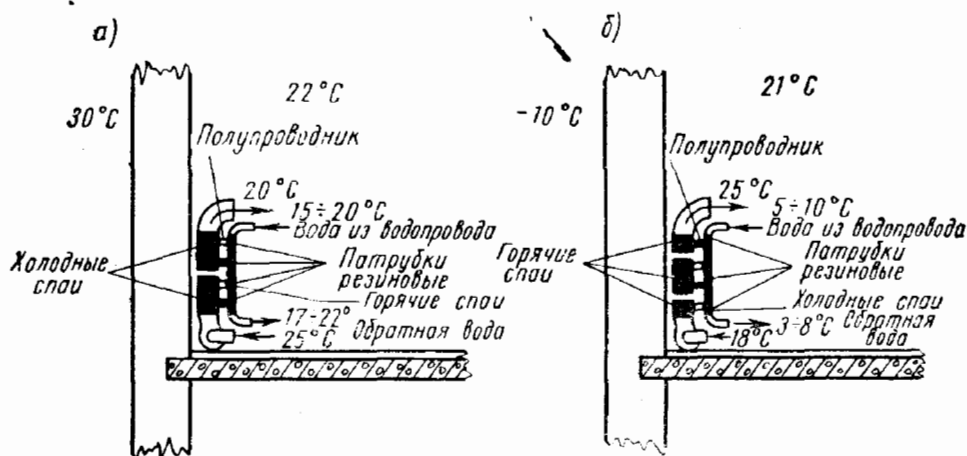


Рис. 173. Схема отопительно-охлаждающего агрегата, использующего водопроводную воду:

а — охлаждение помещения летом; б — нагрев помещения зимой

дух, отводит тепло от горячего спаев термоэлементов, а теплообменник, охлаждающий воздух, подводит тепло к холодному спаю термоэлементов.

В зимний период (рис. 172, б) установка работает следующим образом: холодный наружный воздух (иногда с добавлением рециркуляционного воздуха) забирается вентилятором, нагнетается через теплообменник холодных спаев, где он охлаждается на $1-2^{\circ}$, и выбрасывается наружу. Комнатный воздух также засасывается вентилятором, нагревается в теплообменнике горячих спаев полупроводников на $5-7^{\circ}$ и снова поступает в помещение.

Летом (рис. 172, а) установка работает по обратному циклу. Для этого меняют направление электрического тока, в результате чего горячие спаи термоэлементов становятся холодными, а холодные — горячими. Воздух из помещений засасывается вентилятором, проходит через теплообменник горячих спаев полупроводников и, охладившись на $4-5^{\circ}$, поступает обратно в помещение.

Теплый наружный воздух (или с частичной добавкой рециркуляционного воздуха) забирается вентилятором, затем поступает в теплообменник горячих спаев, в котором он нагревается на $1-3^{\circ}$ и выбрасывается наружу.

На рис. 173 изображена схема работы отопительно-охладительного агрегата при использовании в качестве рабочей среды водопроводной воды. Работа агрегата по этой схеме аналогична выше описанной, только при ней одна группа спаев термоэлементов охлаждается водой, а не воздухом. Схема с использованием воды в качестве рабочей среды по сравнению со схемой, в которой рабо-

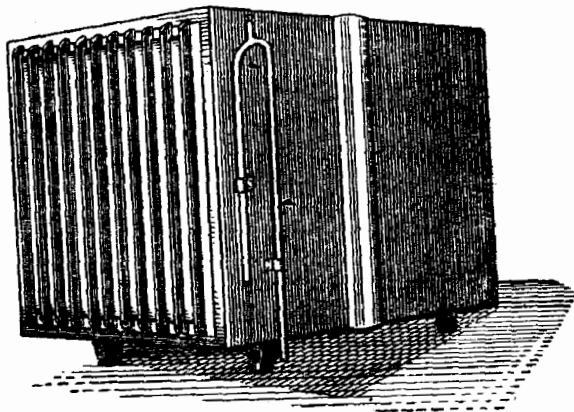


Рис. 174. Полупроводниковый кондиционер теплопроизводительностью 1500 ккал/ч, работающий по принципу теплового насоса по схеме «воздух — вода»

чей средой является воздух, имеет ряд существенных преимуществ: значительное уменьшение поверхности нагрева спаев, охлаждаемых водой, снижение рабочего перепада температур, сокращение числа вентиляторов.

На рис. 174 изображен внешний вид полупроводникового отопительно-охладительного агрегата, работающего по принципу теплового насоса по схеме «воздух — вода» общей теплопроизводительностью 1500 ккал/ч.

**НЕКОТОРЫЕ РАЗНОВИДНОСТИ УСТРОЙСТВА
СИСТЕМ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА****§ 1. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СИСТЕМ ЛУЧИСТОГО ПОТОЛОЧНОГО ОТОПЛЕНИЯ
ДЛЯ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ В ЛЕТНЕЕ ВРЕМЯ**

Мероприятия по борьбе с перегревом зданий в летнее время можно осуществлять как в процессе строительства, так и в эксплуатационных условиях. К этим мероприятиям относятся: обводнение, озеленение территории застройки, выбор оптимальной ориентации окон по странам света, применение для ограждающих конструкций материалов с большой теплоемкостью, устройство жалюзи, козырьков, зашторивание окон и т. п. Однако перечисленные мероприятия не всегда обеспечивают необходимое снижение температуры воздуха.

Использование нагревательных приборов систем отопления, в частности радиаторов или ребристых труб в качестве охлаждающих устройств, при пропуске через них холодной воды или рассола приводит к значительной неравномерности температур в объеме помещения и сопровождается конденсацией влаги на поверхности приборов.

Развитие систем лучистого отопления открывает большие возможности для использования этих систем в летнее время для охлаждения помещения. В этот период через змеевики панелей пропускается холодная вода (артезианская или охлаждаемая с помощью холодильной установки). Система панельного охлаждения имеет то преимущество, что она обеспечивает комфортные условия в помещении при более высокой температуре воздуха.

Одним из гигиенических показателей панельного охлаждения может являться разница между температурой воздуха в помещении и средней радиационной температурой. Исследования, проведенные К. В. Тихомировым [Л. 48] в помещении, оборудованном потолочными панелями, показали, что при средней температуре поверхности охлаждаемого потолка, равной $20-21^{\circ}$, и температуре воздуха на уровне головы человека $25-26^{\circ}$ средняя радиационная температура составляла $24,6^{\circ}$.

При таких температурных условиях, относительной влажности воздуха, равной $50-60\%$, и подвижности воздуха порядка $0,1-0,2$ м/сек климатические условия в помещении становились комфортными.

Интересны данные тех же исследований по физиологической реакции организма человека при переходе его из неохлаждаемого помещения в помещение, охлаждаемое потолочными панелями, и

наоборот. В момент наблюдений средняя температура кожи и одежды человека при переходе его из помещений с температурой 30—32° в охлаждаемое помещение с температурой 25—26° при температуре поверхности потолка 20—21° снижалась на 2°, а самочувствие человека становилось значительно лучше, чем во время пребывания его в неохлаждаемом помещении. Хорошее самочувствие человека можно объяснить влиянием на него эффекта отрицательной радиации. При переходе человека из охлаждаемого помещения в неохлаждаемое его самочувствие значительно ухудшалось.

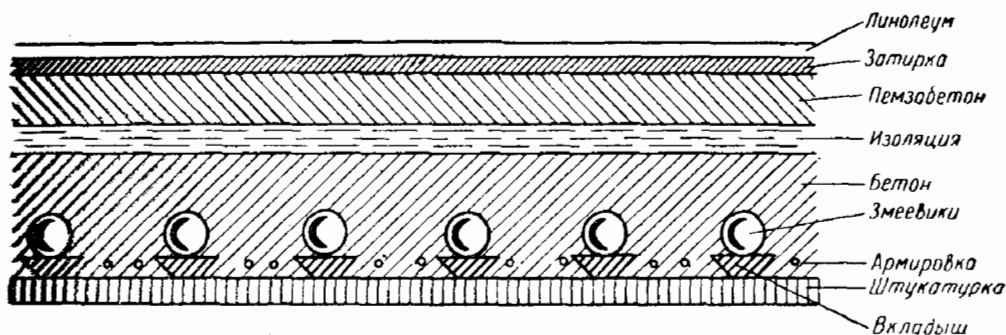


Рис. 175. Конструкция бетонного перекрытия потолочной системы лучистого отопления

На рис. 175 показана конструкция бетонного перекрытия потолочной системы лучистого отопления. Трубчатые змеевики монтируют в опалубке таким образом, чтобы между нижним краем труб и опалубкой было бы достаточно места для размещения металлической арматуры. Под трубами размещают бетонные вкладыши, имеющие в сечении трапециевидную форму, высотой от 2 до 4 см. По длине эти бетонные вкладыши невелики (всего несколько сантиметров). Стальная арматура может быть уложена до или после монтажа змеевиков. После укладки бетона его следует слегка утрамбовать. Над той частью железобетонного перекрытия, которая содержит в себе нагревательные змеевики, наносят тепловую изоляцию. Змеевики, укладываемые в перекрытия, обычно изготовляют из труб диаметром от 12 до 50 мм.

Прокладку змеевиков следует производить таким образом, чтобы трубы располагались без пересечений в одной плоскости и по возможности глубоко залегали в потолке. В этом случае присоединения участвуют в общем теплообмене потолка. На рис. 176, а, б и в приведены несколько форм змеевиков и их присоединения.

Системы панельно-лучистого отопления для охлаждения жилых зданий в ряде случаев применяются за рубежом [Л. 59]. Отличительной особенностью зарубежного опыта является охлаждение циркулирующей воды с помощью градирен (рис. 177), что является, несомненно, экономически выгодным. Однако такой способ охлаждения циркулирующей воды может быть использован только

в районах с невысокой относительной влажностью наружного воздуха.

Результаты наблюдения за работой панельной системы охлаждения показали, что при изменении наружной температуры на 11° температура воздуха внутри помещений изменялась только на $0,5^{\circ}$. При температуре наружного воздуха $+41^{\circ}$ температура воздуха внутри помещения не превышала 28° . Относительная влажность воздуха внутри помещения изменялась в зависимости от изменения влажности наружного воздуха. При высокой влажности наружного воздуха влажность его внутри помещения достигала 70%. При таких условиях наблюдалось ухудшение самочувствия людей, которое улучшалось при увеличении подвижности воздуха с помощью потолочного вентилятора.

В последнее время для охлаждения перекрытий иногда прибегают к испарительному охлаждению крыши. В таких случаях крыша орошается водой, разбрызгиваемой с помощью форсунок. Образующийся при этом тонкий слой воды, стекающей с крыши, испаряется, вследствие чего отводится значительная часть радиационного тепла. В результате такого охлаждения крыши происходит снижение температуры внутренней поверхности потолка, хотя при этом температура воздуха в помещении почти не изменяется. Однако, несмотря на это, люди, находящиеся в таком поме-

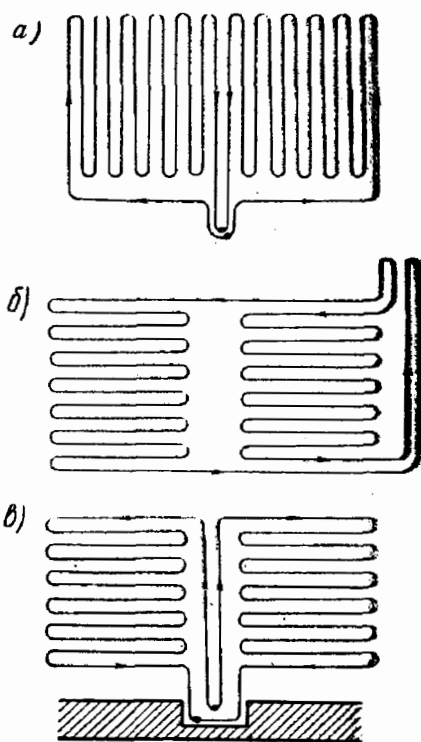


Рис. 176. Формы змеевиков и их присоединение



Рис. 177. Экспериментальная система панельного охлаждения одноквартирного дома

щении, чувствуют себя лучше, чем в неохлаждаемом помещении. Последнее объясняется влиянием охлаждаемого перекрытия, интенсифицирующим отрицательную радиацию человека.

Отечественные и зарубежные данные показывают на целесообразность применения панельного охлаждения, особенно для условий южных районов СССР. В качестве источника холода, помимо артезианской воды, в ряде случаев можно использовать испарительное охлаждение циркулирующей воды с созданием запаса холодной воды, накопленной ночью в аккумуляторе. В этом случае вода циркулирует по кольцу: испарительный охладитель воды —

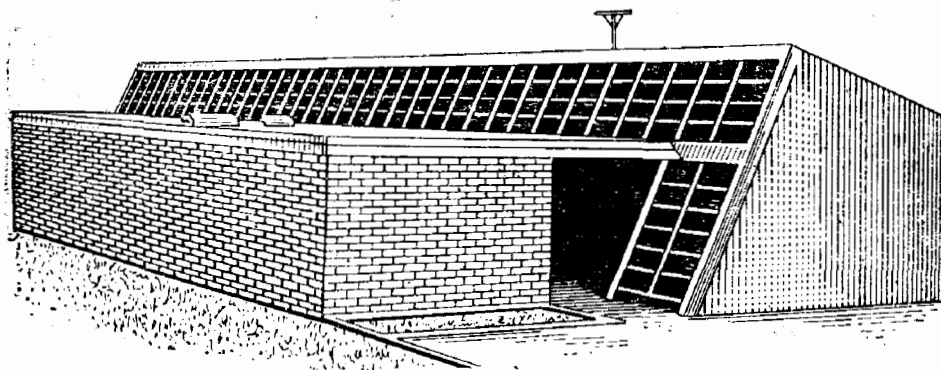


Рис. 178. Панельное охлаждение и отопление здания солнечной энергией и тепловым насосом

аккумулятор — охладительные панели и вновь испарительный охладитель.

На рис. 178 изображено оригинальное устройство панельного отопления и охлаждения здания [Л. 8]. Эта система представляет комбинацию солнечного отопления и теплового насоса. Здание одноэтажное; южная стена здания имеет вид гелиоприемника и составляет с вертикалью угол 30° . Такой наклон вызван требованиями оптимального использования солнечной энергии в зимнее время. Поверхность гелиоприемника, воспринимающая тепло солнечной энергии, выполнена из алюминиевых листов, в которых устроены каналы для воды. Снаружи эта поверхность покрыта стеклом.

Остальное оборудование состоит из фреоновой холодильной установки для охлаждения воды, вентиляторно-змеевикового агрегата, двух насосов, испарительного охладителя и подземного бака-аккумулятора горячей (зимой) или холодной (летом) воды. Холодильную установку используют летом для охлаждения воды, а зимой она работает в качестве теплового насоса.

Здание оборудовано панелями, расположенными в чердачном перекрытии и в полу. При охлаждении помещений включают только потолочные панели, а при отоплении здания используются как потолочные панели, так и панели, расположенные в полу.

На рис. 179 показана схема работы установки при различных режимах. При работе установки на отопление (использующее солнечную энергию) вода направляется через гелиоприемник в бак-аккумулятор, затем в отопительные панели и вновь возвращается в гелиоприемник (схема *а*, рис. 179). В ночное время или при облачной погоде вода проходит через бак-аккумулятор, и отопление производится только за счет тепла, накопленного в аккумуляторе.

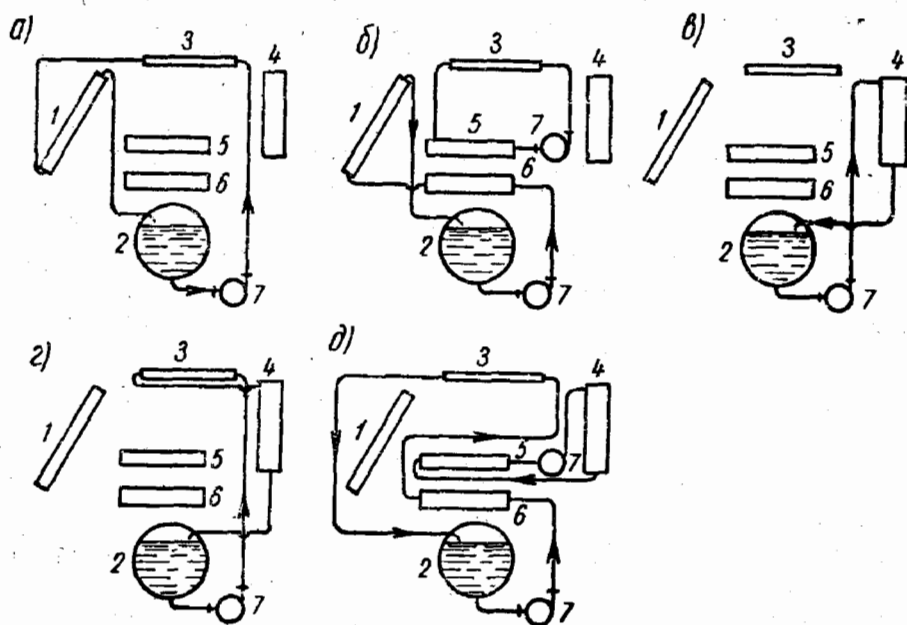


Рис. 179. Схемы работы установки, использующей солнечную энергию и тепловой насос для отопления и охлаждения зданий:

а — солнечное отопление; *б* — с тепловым насосом; *в* — накопление холодной воды; *г* — испарительное охлаждение; *д* — охлаждение холодильной машиной; 1 — гелиоприемник; 2 — бак-аккумулятор; 3 — панели охлаждения и отопления; 4 — испарительный охладитель воды; 5 — конденсатор; 6 — испаритель; 7 — насос для воды

При продолжительном периоде облачной погоды вода в аккумуляторе может охладиться настолько, что она уже не будет пригодна для целей отопления. В этот период автоматически включается компрессор, и отопление происходит по циклу теплового насоса.

Вода при этом режиме циркулирует по двум самостоятельным кольцам (схема *б*, рис. 179). В одном кольце вода проходит через гелиоприемник, аккумулятор, фреоновый испаритель и вновь гелиоприемник, в другом кольце — фреоновый конденсатор, панели (работающие на отопление) и вновь возвращается в конденсатор.

Переключение установки на работу по циклу первого процесса производится автоматически с помощью дифференциального термостата, воздействующего в тот момент, когда температура воды

в аккумуляторе поднимается выше температуры ее после конденсатора (при наличии солнечной радиации).

На рис. 179, в изображена схема установки при работе ее на накопление холодной воды в баке-аккумуляторе за счет испарительного охлаждения.

На рис. 179, г показана схема работы установки на охлаждение помещений. Снижение температуры циркулирующей воды, охлаждающей панели, производится за счет испарительного охлаждения. В условиях высоких наружных температур при наличии солнечной радиации установка работает по схеме, изображенной на рис. 179, д. В этом случае гелиоприемник выключается, а движение воды происходит по двум самостоятельным кольцам. По одному кольцу циркулирует вода, охлаждающая панели. Движение этой воды происходит в направлении: фреоновый испаритель — охлаждающие панели — бак-аккумулятор и вновь испаритель. По другому кольцу движется вода, охлаждающая конденсатор холодильной машины. Движение этой воды происходит в направлении: фреоновый конденсатор — испарительный охладитель воды (градирня или брызгальный бассейн) и вновь фреоновый конденсатор.

§ 2. ОХЛАЖДЕНИЕ ПОМЕЩЕНИЙ НОЧНЫМ ВОЗДУХОМ

В районах с континентальным климатом, в которых суточные колебания температуры наружного воздуха достигают 10—15°, можно использовать снижение температуры воздуха в ночное время для охлаждения зданий. В течение дня за счет внешних и внутренних выделений тепла происходит значительный нагрев строительных конструкций зданий. Наиболее высокая температура наружного воздуха летом наблюдается от 13 до 16 часов. После 16 часов температура понижается, достигая своего минимума перед восходом солнца.

Период понижения наружной температуры можно использовать для охлаждения зданий. Использование наружного воздуха для этой цели следует начинать с момента, когда температура наружного воздуха становится равной температуре внутреннего воздуха, и заканчивать в период, когда температура внутри зданий становится снова равной наружной температуре.

На рис. 180 показано практическое применение вентиляции, охлаждающей здание в ночное время. В охлаждаемом здании в таких случаях с помощью вытяжной системы вентиляции с механическим побуждением создается значительное разрежение, за счет которого через открытые окна и двери в здание подсасывается в значительных количествах наружный прохладный воздух. Направление воздушных потоков регулируют путем открывания тех или иных окон, дверей или специальных вентиляционных отверстий.

Скорость воздуха в вентиляционных решетках не должна превышать 4 м/сек. Воздухообмен такой системы является для двухэтажных зданий примерно 30-кратным в час, для небольших зда-

ний — 50- 100-кратным в час. Расход электроэнергии составляет 0,5 квт·ч на 100 м² площади здания, в то время как при использовании холодильной установки для охлаждения этот расход составляет 4 квт·ч. В жилых зданиях, домах отдыха, санаториях и т. п., обладающих небольшими избытками тепла, использование

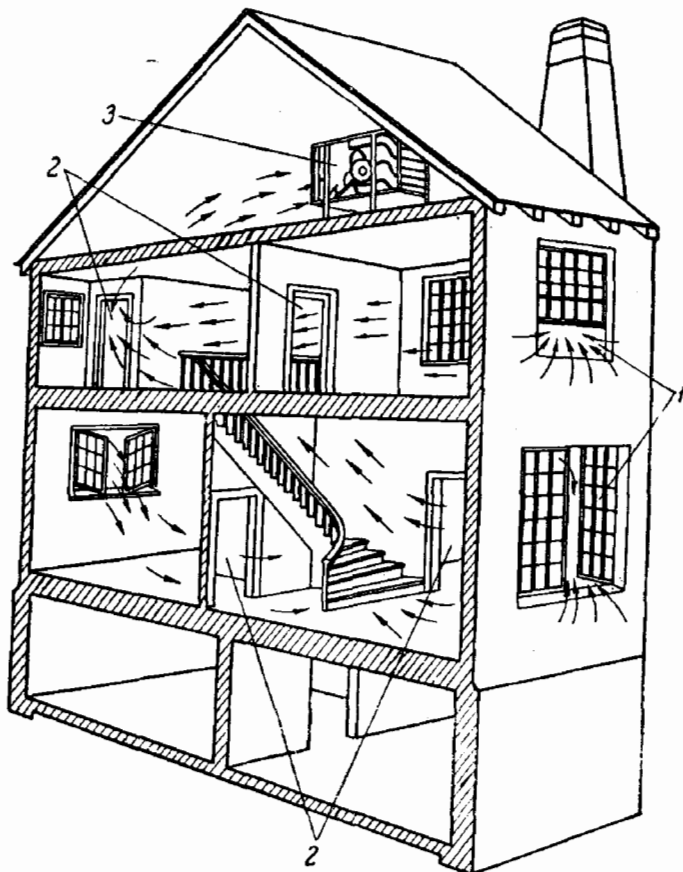


Рис. 180. Схема охлаждения здания ночным воздухом:

1 — вход воздуха через окна; 2 — открытые двери;
3 — вытяжной вентилятор, установленный на чердаке

этого способа охлаждения позволяет при незначительных затратах создать в помещениях вполне удовлетворительные метеорологические условия.

§ 3. УСТАНОВКИ ИСКУССТВЕННОГО КЛИМАТА ДЛЯ КАБИН МАШИНИСТОВ КРАНОВ В ГОРЯЧИХ ЦЕХАХ

В кабинах производственных кранов черной металлургии создаются крайне неблагоприятные метеорологические условия [Л. 49]. Характерными в этом случае являются резкие колебания температуры воздуха, окружающего кабину. В течение 1 мин температура

окружающего воздуха может изменяться на 30—40°. Кроме того, машинисты кранов в ряде случаев подвергаются интенсивному облучению через остекленные поверхности кабин. Интенсивность облучения иногда достигает $5 \text{ ккал/см}^2 \cdot \text{мин}$. Температура пола, потолка, стен и окон кабины в отдельных случаях достигает 65°. Загазованность окружающего воздуха в районах пребывания кабин большей частью находится в пределах, не превышающих санитарных норм. По степени запыленности воздуха кабины кранов можно относить к рабочим помещениям с незначительной запыленностью. Относительная влажность в кабинах обычно низкая.

При проектировании климатических установок для кабин кранов следует принимать расчетную температуру окружающего воздуха и величину теплоступления от облучения согласно данным, приведенным в табл. 36.

Таблица 36

| Наименование крана | Температура t , град | Теплоступление Q , ккал/ч |
|-----------------------|------------------------|-----------------------------|
| Колодцевый | 60 | 1900 |
| Працен | 50 | 1000 |
| Стрипперный | 45 | 700 |
| Разливочный | 40 | 700 |

В целях уменьшения поступлений тепла в кабину следует предусмотреть устройство тепловой изоляции ограждений кабины с таким расчетом, чтобы их коэффициент теплопередачи не превышал для пола $0,5 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, для остальных ограждений $0,8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$.

Снаружи кабины экранируются со стороны пола двумя-тремя экранами, стенки — одним-двумя экранами. Остекление кабины выполняется двойным. Расчетные параметры воздуха внутри кабины следует принимать в летнее время 25—26° при скорости 1,5—2,5 м/сек, в зимнее время 16° при незначительной подвижности воздуха.

На рис. 181 показана принципиальная схема установки для кабины машиниста колодцевого крана. Изображенная на этом рисунке система воздухораспределения дает возможность подавать воздух сосредоточенно с созданием необходимой подвижности его на рабочих местах и рассредоточенно выпускать его в кабину. Для этой цели в потолке кабины установлен специальный диафрагмовый воздухораспределитель, который направляет поток приточного воздуха так, чтобы тело человека омывалось им по направлению сверху вниз.

Конструкция воздухораспределителя позволяет регулировать душирующий поток по желанию рабочего. Это достигается диафрагмовым затвором.

Количество воздуха, подаваемого в кабину, принимают 1100 м³/ч, из которых 750 м³/ч выпускается через душирующий воздухораспределитель и 350 — через патрубок с насадкой В. В. Батурина. Этот патрубок расположен спереди на уровне головы и на расстоянии 500 мм от рабочего.

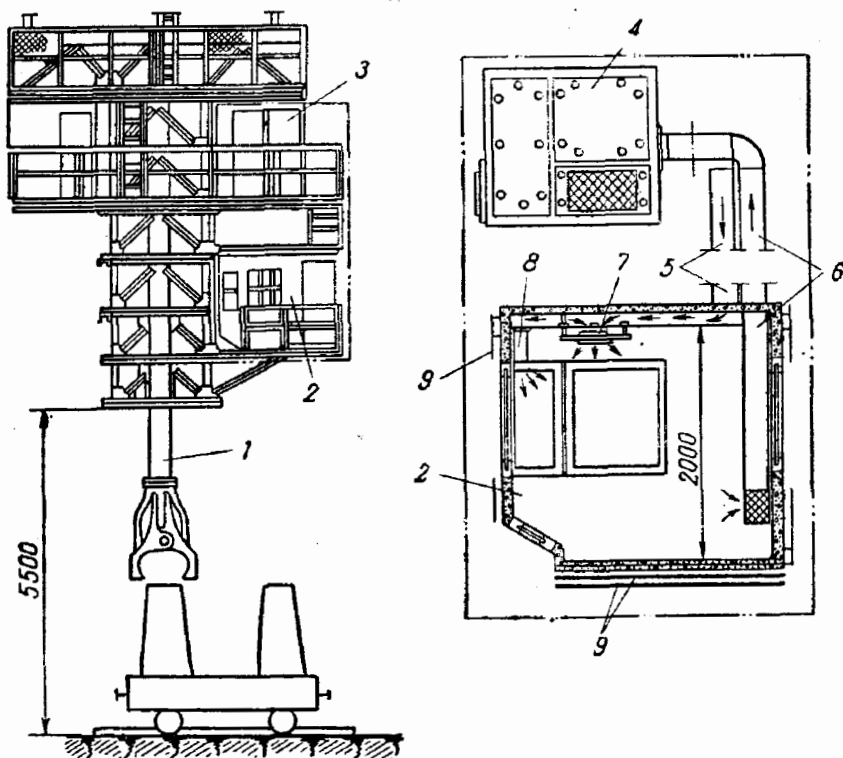


Рис. 181. Принципиальная схема установки для кабины машиниста колодезного крана:

1 — колодезный кран; 2 — кабина; 3 — место расположения агрегата для обработки воздуха; 4 — агрегат для обработки воздуха; 5 — приточный воздухопровод; 6 — возвратный воздухопровод; 7 — диафрагмовый воздухораспределитель; 8 — патрубок Батурина; 9 — металлические экраны

Из общего количества воздуха, подаваемого в кабину, 10% забирается извне и 90% — из самой кабины. Забор рециркуляционного воздуха производится из нижней зоны кабины. Температура приточного воздуха принимается 22—23°. Воздух, подаваемый в кабину, обрабатывается с помощью специального кондиционера, обеспечивающего охлаждение и осушение воздуха, очистку его от пыли (для колодезных кранов охлаждение воздуха осуществляется как в летний, так и в зимний период).

В зимний период подогревают воздух для кабин кранов, которыми снимают изложницы со слитков.

Кондиционер располагают по возможности ближе к кабине машиниста и защищают от воздействия лучистого тепла. Холодильная машина, обслуживающая кондиционер, имеет воздушное охлаждение конденсатора.

На рис. 182 изображена разработанная Ленинградским институтом охраны труда принципиальная схема устройства кондицио-

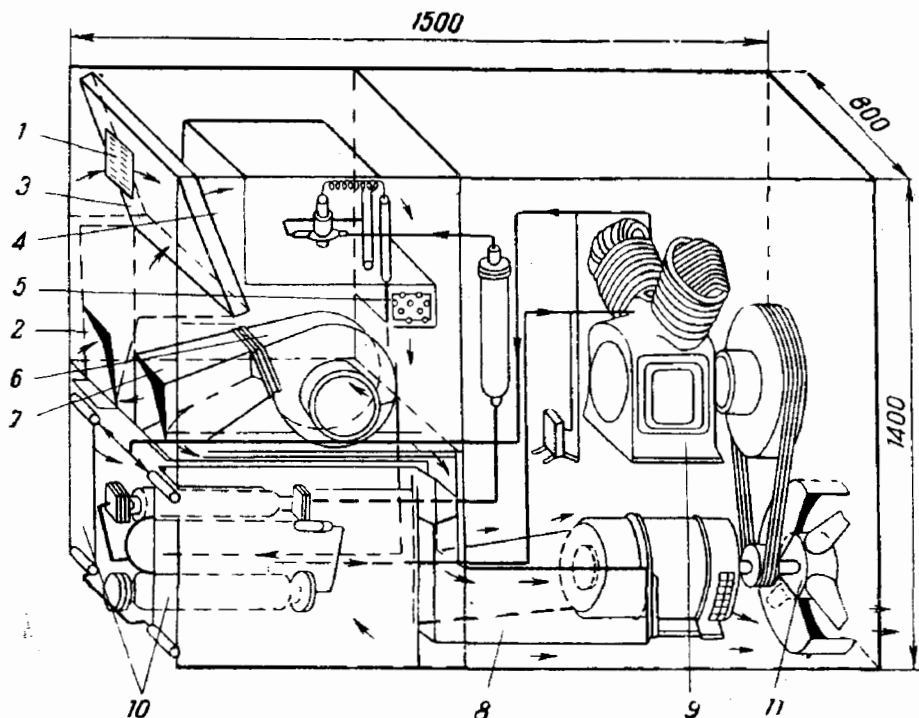


Рис. 182. Принципиальная схема агрегата обработки воздуха:

1 — решетка для забора воздуха из цеха; 2 — отверстие для возвратного воздуха; 3 — фильтр для очистки воздуха от пыли; 4 — воздухоохладитель; 5 — воздушно-нагреватель; 6 — вентилятор; 7 — отверстие для выхода воздуха из агрегата; 8 — канал подвода воздуха для охлаждения электродвигателя; 9 — холодильный компрессор; 10 — воздушные конденсаторы холодильной установки; 11 — вентилятор конденсатора

нера, предназначенного для обслуживания кабины машиниста. Воздух из цеха забирается через решетку 1, расположенную в верхней части одной из торцовых стенок, и поступает в пространство перед фильтром. В это же пространство по каналу 2 поступает рециркуляционный воздух из кабины, который смешивается с воздухом цеха. Затем смесь проходит через воздушный фильтр 3, откуда поступает в поверхностный трубчатый воздухоохладитель 4, в котором в летнее время охлаждается.

В зимнее время воздух поступает в нагреватель 5, который на летнее время отключают. Далее воздух поступает в центробежный вентилятор 6 и по каналу 7 в количестве $1100 \text{ м}^3/\text{ч}$ направляется

в кабину машиниста, а в количестве $200 \text{ м}^3/\text{ч}$ по каналу 8 — на охлаждение электродвигателя компрессора. В качестве холодильной машины используется фреоновый компрессор 9.

Конденсатор 10 холодильной машины, имеющий воздушное охлаждение, разбит на две секции, которые расположены внизу на каждой боковой стенке агрегата. Охлаждают конденсатор с помощью осевого вентилятора 11, имеющего привод от вала компрессора. Холодопроизводительность агрегата $7500 \text{ ккал}/\text{ч}$ при температуре испарения $+10^\circ$. Управление установкой автоматизировано.

На рис. 183 изображена установка для охлаждения воздуха в кабинах машинистов, разработанная Киевским институтом гигиены труда и профзаболеваний (О. А. Кремнев и А. Л. Сатановский). В этой установке используется водоиспарительное охлаждение ограждений кабины. Одновременно с этим производится охлаждение небольшого количества воздуха, подаваемого в кабину. Для этой цели используют холодильную машину типа НФ холодопроизводительностью $2000 \text{ ккал}/\text{ч}$, работающую на фреоне-12. Конденсатор холодильной машины охлаждается воздухом, поступающим из системы водоиспарительного охлаждения.

Согласно схеме устройства воздух в количестве $4000\text{—}5000 \text{ м}^3/\text{ч}$ забирается из цеха и после фильтра 1 вентилятором 2 подается в форсуночную камеру 3, в которой адиабатически увлажняется и соответственно снижает свою температуру. Рециркулирующая вода подается к форсункам насосом 4, забирающим из ее поддона 5 через фильтр 6. Воздух по выходе из фор-

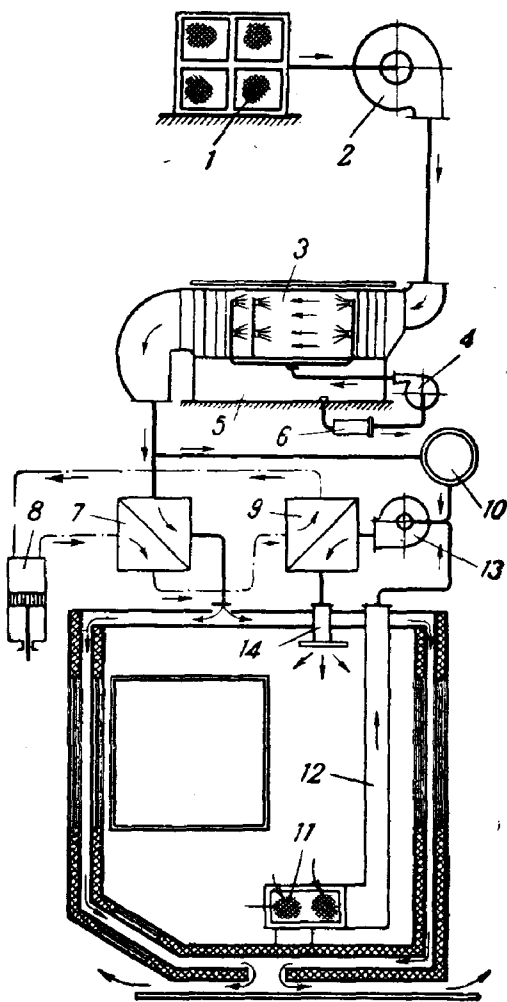


Рис. 183. Принципиальная схема установки водоиспарительного охлаждения кабины машиниста крана:

1 — фильтр для очистки воздуха от пыли; 2 — вентилятор для подачи воздуха в промывную камеру и в междустенное пространство; 3 — промывная камера; 4 — насос; 5 — поддон; 6 — фильтр для воды; 7 — конденсатор; 8 — фреоновый компрессор; 9 — испаритель (воздухоохладитель); 10 — фильтр для очистки воздуха от газов; 11 — воздухозаборная решетка; 12 — воздухопровод для возвратного воздуха; 13 — вентилятор для подачи охлажденного воздуха в кабину; 14 — воздухохораспределитель

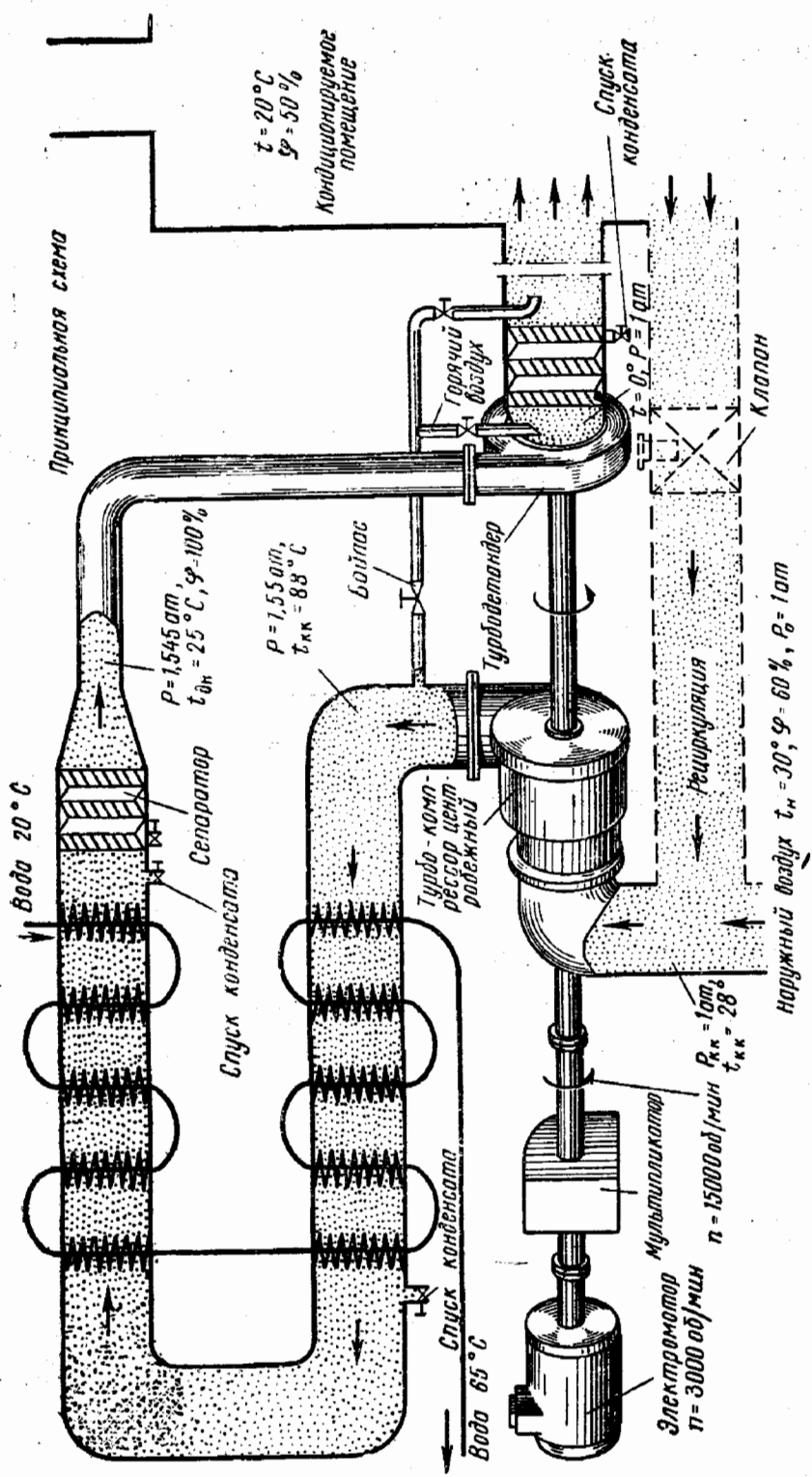


Рис. 184. Система кондиционирования воздуха с воздушной турбохолодильной машиной

суточной камеры содержит взвешенную влагу в виде капелек, которые испаряются при проходе воздуха через конденсатор 7 холодильной машины 8 и далее поступает в воздушную рубашку кабины.

Проходя через эту воздушную рубашку, охлажденный воздух ассимилирует значительное количество тепла и этим предупреждает чрезмерное перегревание кабины. Затем нагретый воздух через отверстие, находящееся внизу кабины, выходит в цех.

Часть воздуха, выходящего из форсуночной камеры (в количестве $100 \text{ м}^3/\text{ч}$), отбирается и проходит через фильтр 10, заполненный активированным углем и гопколитовыми зернами.

Фильтрование производят с целью очистки воздуха от окиси углерода и сернистого ангидрида. После фильтра воздух смешивается с воздухом, забираемым из кабины машиниста в количестве $900 \text{ м}^3/\text{ч}$ через воздухозаборную решетку 11 по воздуховоду 12.

Смесь, засасываемая вентилятором 13, пропускается через воздухоохладитель 9 (испаритель холодильной машины), в котором она охлаждается до температуры $19\text{--}20^\circ$, и затем подается в кабину через воздухораспределитель 14.

§ 4. СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ВОЗДУШНЫМИ ХОЛОДИЛЬНЫМИ МАШИНАМИ

Системы с воздушными турбохолодильными машинами применяют в некоторых типах самолетов, в отдельных случаях на судах, в тупиковых выработках и при строительстве шахт. Перспективно их применение и для охлаждения кабин тракторов и дорожно-строительных машин, особенно с турбонаддувом двигателя. Наглядная схема одной из рассматриваемых систем показана на рис. 184.

Из рисунка ясны основные изменения параметров состояния воздуха во взаимосвязанных элементах кондиционера, системы и помещения. Как и в обычных системах здесь наряду с теплообменом весьма существенное значение имеет влагообмен приготавливаемого воздуха.

Рассмотрим особенности расчета и построение процессов изменения состояния воздуха в тепловых диаграммах. Для сухого воздуха анализ воздушных холодильных циклов обычно производят в $T-S$ или $I-S$ -диаграммах. Для уяснения соотношения давлений и температур, а также для расчета процессов насыщенного воздуха ($I-S$ -диаграмма Михайловского) ими можно пользоваться и в кондиционировании.

Вместе с тем для расчета процессов влажного воздуха, происходящих в системе кондиционирования с воздушными турбохолодильными машинами, лучше применять видоизмененную $I-d$ -диаграмму. Из построения $I-d$ -диаграммы известно, что положение изотерм и линий постоянных теплосодержаний от давления не зависит [Л. 55]. При изменении давления меняется только положение

кривых $\varphi' = \text{const}$, в том числе и пограничной кривой $\varphi' = 1$. Если процесс осуществлять при $t = \text{const}$ и $d = \text{const}$, то относительная влажность изменяется прямо пропорционально изменению давления.

Используя основную формулу влагосодержания, запишем обратную ей функцию [Л. 6] в указанных условиях для давлений P и P_1

$$\frac{1}{d} = \frac{P - \varphi' p_{\text{нас}}}{0,622 \varphi' p_{\text{нас}}} = \frac{P_1 - \varphi'_1 p_{\text{нас}}}{0,622 \varphi'_1 p_{\text{нас}}} \quad (\text{X-1})$$

Учитывая, что давление насыщения является функцией только температуры и в изотермическом процессе постоянно, из уравнения X-1 легко получить соотношение

$$\frac{\varphi'}{P} = \frac{\varphi'_1}{P_1} \quad (\text{X-2})$$

Для каждой кривой $\varphi' = \text{const}$ на $I - d$ -диаграмме можно подобрать такое давление P_1 , при котором эта кривая станет пограничной, т. е. $\varphi' = 1$. Все кривые постоянной относительной влажности, расположенные выше, будут отвечать ненасыщенному состоянию воздуха, но уже при давлении P_1 . Имея в виду, что при изменении давления отношение $\frac{\varphi'}{P} = \text{const}$, заменим в $I - d$ -диаграмме, построенной для какого-либо давления, кривые $\varphi' = \text{const}$ линиями $\frac{\varphi'}{P} = \text{const}$.

Таким образом, по новому значению P_1 легко найти положение $\varphi'_1 = 1$ и значения φ'_1 во всех интересующих точках.

Для целей кондиционирования более удобно за основу принимать $I - d$ -диаграмму, основное поле φ' которой построено для давления 735,6 мм рт. ст. [Л. 38].

Кривые $\varphi' : P = \varphi' : 1$ остаются в том же положении, в котором находились кривые $\varphi' = \text{const}$ (рис. 185 см. вкл. между стр. 432—433). На приведенной диаграмме можно строить процессы, протекающие в элементах обычных систем кондиционирования и в помещении, используя основное поле φ' , поскольку при $P = 1$ линии $\varphi' : P = \text{const}$ отвечают линиям $\varphi' = \text{const}$.

Для построения вакуумных циклов, а также процессов в области тумана и метастабильного (перенасыщенного) состояния воздуха при атмосферном давлении нанесены кривые $\varphi' : P > 1$ до $\varphi' : P = 2$, соответствующего $\varphi' = 1$ при $P = 0,5 \text{ ата}$. Ниже кривой насыщения нанесены изотермы тумана ($t_m = \text{const}$) в пределах значений, наиболее часто встречающихся в расчетной практике при атмосферном давлении.

Рассмотрим на $I - d$ -диаграмме (рис. 185, см. вклейку) основные термодинамические процессы изменения состояния воздуха в прямоточной системе кондиционирования.

Например, воздух с температурой $t_{c1} = +29^\circ$ и относительной влажностью $\varphi'_1 = 0,6$ подвергается сжатию в компрессоре от 1 до 2 *ата*. Сжатие происходит при постоянном влагосодержании и сопровождается повышением температуры. Температура в конце сжатия достигает почти 100° , вследствие чего точка 2 оказывается за пределами данной диаграммы.

Положение кривой насыщения определяется отношением

$$\frac{\varphi'}{P} = \frac{1}{2} = 0,5.$$

Допустим, что сжатый воздух охлаждается в противоточном теплообменнике до температуры $t_{c3} = +25^\circ$. Очевидно, что этот процесс будет протекать с выпадением влаги из сжатого воздуха в количестве $d_1 - d_3$ и заканчиваться точкой пересечения изотермы, соответствующей температуре 25° , с линией $\varphi' : P = 0,5$ (точка 3). Линия 2—3 характерна для противоточного охлаждения.

После теплообменника воздух поступает в турбодетандер, в котором расширяется с изменением давления от 2 до 1 *ата*. Значение кривой насыщения изменяется, стремясь снова к $\varphi' : P = 1$. Процесс охлаждения сначала происходит до $\varphi' = 1$ (точка А), а затем протекает в перенасыщенном состоянии при $\varphi' > 1$ до критического значения $\varphi_{кр}'$ (точка Д) по линии $d = \text{const}$.

Состояния насыщения, перенасыщения и критического перенасыщения могут наступить в колесе турбодетандера при давлении, большем, чем давление на выхлопе, т. е. при $\varphi' : P > 1$, как это показано на рис. 185. Если при достижении критического перенасыщения расширение не заканчивается, то дальнейшее понижение температуры и энтальпии воздуха (процесс Д—4) сопровождается выпадением влаги в количестве $d_3 - d_4$. От точки 4 воздух с температурой выхода из турбодетандера и при $\varphi' = 1$ при атмосферном давлении после сепарации капельной влаги может подаваться в помещение. Процесс в помещении характеризуется линией 4—5.

Если влагу не сепарировать, то состояние воздуха будет определяться точкой В, находящейся в зоне тумана. Если бы воздух после охлаждения в теплообменнике поступал в воздушную сеть и по пути нагрелся, допустим на 5° , то нагревание было бы выражено отрезком 3—3', а расширение началось бы от точки 3' и закончилось при более высокой температуре, чем температура точки 4.

Если же сжатый воздух после теплообменника пропустить через дроссельный вентиль, то после дросселирования в условиях кондиционирования энтальпия воздуха остается без изменения; влагосодержание тоже, как правило, сохраняется постоянным. Температура снижается весьма незначительно ($\Delta T_{др} \approx 0,27 \Delta P$, где ΔP — перепад давления в дросселе, *атм*).

Таким образом, положение точки 3 не изменяется, а значения всех кривых $\varphi' = \text{const}$ будут меньше, т. е. относительная влажность воздуха понижается.

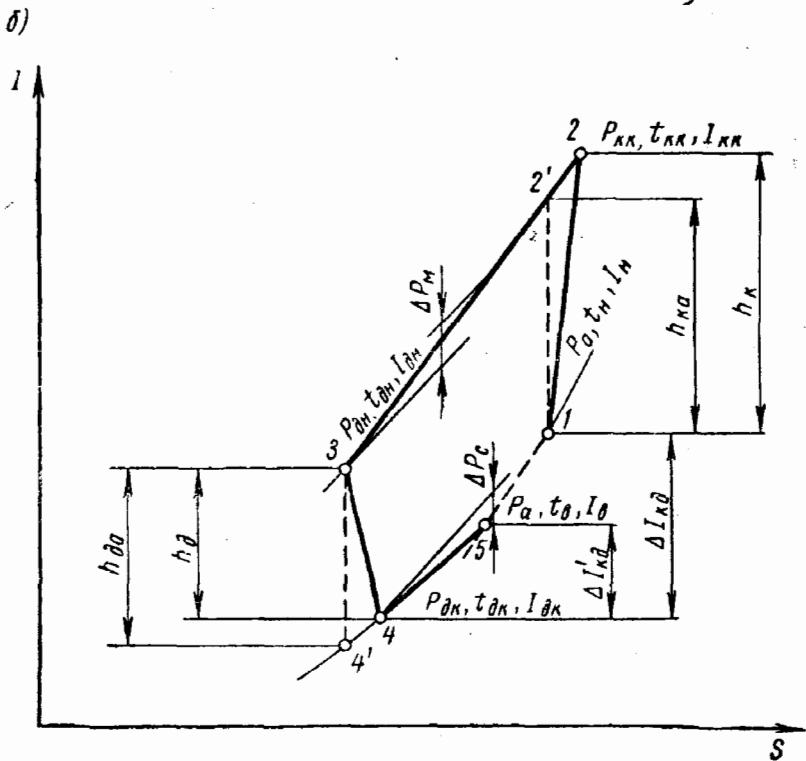
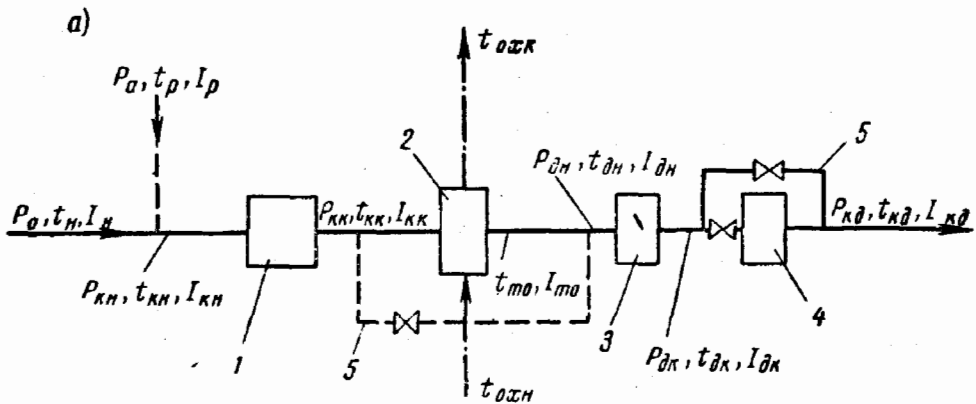


Рис. 186. Расчетная схема простейшей системы кондиционирования:
 а — схема; 1 — турбокомпрессор; 2 — теплообменник; 3 — турбодетандер; 4 — сепаратор; 5 — байпас; б — соотношения расчетных параметров на 1 — S-диаграмме

До начала расчета системы кондиционирования с воздушной холодильной машиной должна быть выбрана принципиальная схема системы и установлено соотношение основных значений температур и давлений. Простейшая схема и цикл в $I-s$ -диаграмме представлены на рис. 186.

В различных других схемах (регенеративных, с многоступенчатыми процессами сжатия и т. д.) для расчета используются те же формулы, что и для приведенной схемы. Требуется только последовательно применять их по ходу процесса и согласовать параметры воздуха на входе и выходе в смежные элементы системы.

Расчет системы производят методом последовательных приближений. Основной трудностью при расчете является определение температуры воздуха в процессе расширения, сопровождающемся конденсацией водяных паров. Это не может быть выполнено в обычной $I-d$ -диаграмме и с помощью формул для сухого воздуха. Однако доказанное экспериментами равенство перепадов энтальпий сухого и влажного воздуха при расширении в турбодетандере, а также применение перестроенной $I-d$ -диаграммы позволяет упростить расчет. Процесс расширения условно расчленяется на два: расширение по $d_{\text{дн}} = \text{const}$, вычисляемому как для сухого воздуха (процесс $3-B$ на рис. 185), и конденсация водяных паров по линии $t_m = \text{const}$ до состояния насыщения при давлении выхлопа (процесс $B-4$, рис. 185). Процесс по линии $t_m = \text{const}$, а не по линии $I_{\text{дк}} = \text{const}$ принят потому, что в большинстве систем требуется сепарация капель влаги.

В дальнейшем изложении приняты следующие обозначения:

$t_{\text{охн}}$ и $t_{\text{охк}}$ — начальная и конечная температура охлаждающей среды;

$I_{\text{охн}}$ и $I_{\text{охк}}$ — начальная и конечная энтальпия охлаждающей среды;

$Q_{\text{кдх}}$ и $Q'_{\text{кдх}}$ — полная и полезная холодопроизводительность кондиционера;

$\Delta I_{\text{кд}}$ и $\Delta I'_{\text{кд}}$ — полный и полезный перепады энтальпий воздуха в кондиционере;

$\Delta P_{\text{м}}$ и $\Delta P_{\text{с}}$ — потери давления воздуха в машине и сети кондиционирования;

$h_{\text{да}}$ и $h_{\text{ка}}$ — адиабатические теплоперепады воздуха в детандере и компрессоре;

$h_{\text{д}}$ и $h_{\text{к}}$ — действительные теплоперепады;

$\eta_{\text{да}}$, $\eta_{\text{ка}}$, $\eta_{\text{дм}}$, $\eta_{\text{км}}$, $\eta_{\text{дЛ}}$, $\eta_{\text{кЛ}}$ — адиабатические, механические и объемные к. п. д. детандера и компрессора;

$\Delta t_{\text{п}}$ — нагрев воздуха по пути движения к выпускному отверстию в помещении.

Подстрочные индексы у приведенных выше обозначений, а также у обозначений параметров воздуха (P — давление, t и T — температура, I — энтальпия), встречающихся в дальнейшем изложении, означают следующее:

а — атмосферный воздух;

н, в — снаружи и внутри помещения;
 р — рециркуляционный;
 кн, кк — начальное и конечное состояние в компрессоре;
 дн, дк — начальное и конечное состояние в детандере;
 кд — параметры на выходе из кондиционера;
 то — то же, на выходе из теплообменника.

Ниже изложены основные рекомендации по выбору параметров и формулы.

Конечное давление на выходе из детандера должно быть равно потерям в сети воздухопроводов системы кондиционирования, т. е.

$$P_{\text{дк}} = \Delta P_{\text{с}}. \quad (\text{X-3})$$

Для автономных систем

$$t_{\text{дн}} = t_{\text{о}} = t_{\text{охи}} + (3 \div 7^{\circ}). \quad (\text{X-4})$$

Для неавтономных систем значение $t_{\text{дн}}$ находят, исходя из местных условий.

Рекомендуемые низшие температуры воздуха на выходе из турбодетандера [Л. 38] зависят от особенностей работы различных элементов системы кондиционирования. Так, в турбодетандере воздух может охлаждаться без обмерзания лопаток до температуры -15° . Воздуховоды же, сепаратор влаги и другие элементы сети при температуре ниже 0° покрываются инеем. Эти пределы и служат ориентирами при выборе температуры воздуха за турбодетандером.

Действительный теплоперепад в детандере определяется выражением

$$h_{\text{д}} = I_{\text{дн}} - I_{\text{дк}} = h_{\text{ла}} \gamma_{\text{ла}} = c_{\text{р}} T_{\text{дн}} \left[1 - \left(\frac{P_{\text{дк}}}{P_{\text{дн}}} \right)^{0,286} \right] \gamma_{\text{да}}. \quad (\text{X-5})$$

Две последние записи равенства справедливы для сухого воздуха. Конечная температура сухого воздуха может быть определена из выражения

$$t_{\text{лкс}} = t_{\text{дн}} - \frac{h_{\text{д}}}{c_{\text{р}}}. \quad (\text{X-6})$$

Для влажного воздуха конечная температура выше на величину $\Delta t_{\text{к}}$

$$t_{\text{лк}} = t_{\text{лкс}} + \Delta t_{\text{к}}. \quad (\text{X-7})$$

При расчете автономной системы задаются величиной $\Delta t_{\text{к}}$, а следовательно, и значением $d_{\text{дн}}$.

После вычисления значения $P_{\text{дн}}$ проверяют сходимость полученной величины $d_{\text{дн}}$ и $d_{\text{дн}}'$ и определяют их расхождение в процентах

$$\delta = \frac{d_{\text{дн}}' - d_{\text{дн}}}{d_{\text{дн}}'} 100\%. \quad (\text{X-8})$$

Если $\delta \leq \pm 5\%$, то значение $P_{\text{дн}}$ найдено правильно. В противном случае нужен повторный расчет.

Выражение для определения $P_{\text{дн}}$ получается из формулы X-5. Известными величинами здесь являются необходимое значение $h_{\text{д}}$ и полученная из расчета теплообменников температура $t_{\text{дн}}$

$$P_{\text{дн}} = \frac{P_{\text{лк}}}{\left(1 - \frac{h_{\text{л}}}{\eta_{\text{лв}} c_p T_{\text{лн}}}\right)^{3,5}}. \quad (\text{X-9})$$

Для автономных систем значение $P_{\text{дн}}$ будет, как правило, находиться в пределах 0,3—1,5 *ати*, а с точки зрения возможности утилизации тепла сжатия оно должно быть не менее 0,5 *ати*.

Полная холодопроизводительность турбодетандера составит:

$$Q_{\text{лх}} = h_{\text{л}} G_{\text{л}}, \quad (\text{X-10})$$

где $G_{\text{л}}$ — весовой расход воздуха.

Мощность, снимаемая с вала турбодетандера, определяется из выражения

$$N_{\text{л}} = \frac{Q_{\text{лх}}}{860} \eta_{\text{дл}} \eta_{\text{лм}}. \quad (\text{X-11})$$

При использовании шариковых подшипников и мощности детандера 5 *квт* и выше $\eta_{\text{дм}} = 0,98$.

В маломощных быстроходных турбодетандерах $\eta_{\text{дм}}$ может быть до 0,5, что определяется специальным расчетом или экспериментально, а значение $\eta_{\text{дл}} = 0,98—0,99$.

Аналогично детандеру теплоперепад в компрессоре

$$h_{\text{к}} = I_{\text{кк}} - I_{\text{кн}} = \frac{h_{\text{ка}}}{\eta_{\text{ка}}} = \frac{c_p T_{\text{дн}} \left[\left(\frac{P_{\text{кк}}}{P_{\text{кн}}} \right)^{0,286} - 1 \right]}{\eta_{\text{ка}}}, \quad (\text{X-12})$$

а конечное давление в компрессоре

$$P_{\text{кк}} = P_{\text{дн}} + \Delta P_{\text{м}}. \quad (\text{X-13})$$

Полная теплопроизводительность компрессора составляет:

$$Q_{\text{кт}} = h_{\text{к}} G_{\text{к}}, \quad (\text{X-14})$$

где $G_{\text{к}}$ — весовой расход воздуха через компрессор.

Мощность для сжатия воздуха равна:

$$N_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{кт}}}{860 \eta_{\text{кл}} \eta_{\text{км}}}. \quad (\text{X-15})$$

Величины $\eta_{\text{кл}}$ и $\eta_{\text{км}}$ по существу и значению аналогичны значениям $\eta_{\text{дл}}$ и $\eta_{\text{дм}}$.

Мощность привода, если энергия детандера передается на вал компрессора (одновальная машина), составит:

$$N_p = N_k - N_d, \quad (X-16)$$

а конечная температура воздуха на выходе из компрессора

$$t_{кк} = t_{кн} + \frac{h_k}{c_p}. \quad (X-17)$$

Добавочная холодопроизводительность теплообменника

$$Q_{тох} = G_k (I_n - I_o). \quad (X-18)$$

Полная холодопроизводительность кондиционера будет равна:

$$Q_{клх} = Q_{лх} + Q_{тох} = G_{кд} \Delta I_{кд}, \quad (X-19)$$

где $G_{кд}$ — расход воздуха в системе кондиционирования.

Полезная холодопроизводительность кондиционера

$$Q'_{клх} = G_{кд} (I_{кл} - I_v). \quad (X-20)$$

Когда $I_{то} > I_n$, величина $Q_{тох}$ имеет отрицательный знак, что означает уменьшение полной холодопроизводительности.

Количество охлаждающей среды можно определить из выражения теплопроизводительности теплообменника

$$Q_{то} = G_{ох} (I_{охк} - I_{охн}). \quad (X-21)$$

При использовании отработанной воды для горячего водоснабжения рекомендуется принимать

$$t_{охк} = t_{кк} - (10 \div 35^\circ). \quad (X-22)$$

Полная теплопроизводительность кондиционера

$$Q_{кдт} = Q_{то} = G_{ох} (I_{охк} - I_{охн}). \quad (X-23)$$

Полезная теплопроизводительность кондиционера

$$Q'_{кдт} = G_{ох} (I_{охк} - I_{охп}), \quad (X-23')$$

где $I_{охп}$ — энтальпия охлаждающей среды, сбрасываемой от потребителя.

Пример. Произвести расчет тепловых процессов в одноступенчатом турбодетандере и турбокомпрессоре одновальной машины в автономной прямоточной системе кондиционирования с непосредственной подачей. Определить расход воздуха, давление за компрессором и мощность привода.

Полная холодопроизводительность турбодетандера $Q_{лх} = 55\,000$ ккал/ч, температура на выходе из детандера $t_{дн} = t_{нд} = 0^\circ\text{C}$. Параметры наружного воздуха $t_n = 29^\circ\text{C}$ и $\phi_n = 60\%$.

Охлаждающей средой для отвода тепла сжатия служит водопроводная вода с начальной температурой $t_{охн} = 20^\circ$.

Адиабатический к. п. д. турбодетандера и турбокомпрессора $\eta_{да} = \eta_{ка} = 0,8$; объемные к. п. д. $\eta_{дЛ} = \eta_{кЛ} = 0,98$; механические к. п. д. $\eta_{дм} = \eta_{км} = 0,98$.

Аэродинамическое сопротивление воздухопроводов системы кондиционирования равно $\Delta P_c = 200 \text{ кг/м}^2$, сопротивление в машине $\Delta P_m = 200 \text{ кг/м}^2$.

Решение 1. Расчетная схема системы показана на рис. 186, а а построение на $I-d$ -диаграмме приведено на рис. 185.

2. По формуле X-4 находим $t_{дн}$, принимая перепад между начальной температурой воды и конечной температурой охлаждаемого потока воздуха равным 5°

$$t_{дн} = t_{охн} + 5 = 20 + 5 = 25^\circ \text{ С, или } 298^\circ \text{ К.}$$

При этом полагаем, что процесс охлаждения происходит с выпадением конденсата.

3. Задаемся величиной $\Delta t_k = 10^\circ$, и по формуле X-7 находим:

$$t_{дкс} = 0 - 10 = -10^\circ.$$

На $I-d$ -диаграмме двигаясь по лучу $t_m = \text{const}$ за пределы кривой $\phi: P=1$ (в зону тумана) на величину перепада температур $\Delta t_k = 10^\circ$, находим:

$$d'_{дн} = 7,7 \text{ г/кг сух. возд (на рис. 185 не показано).}$$

4. По формуле X-5 находим теплоперепад для сухого воздуха

$$h_d = I_{дн} - I_{дкс} = C_p (t_{дн} - t_{дкс}) = 0,24 [25 - (-10)] = 8,4 \text{ ккал/кг.}$$

Этот же теплоперепад сохраняется и для влажного воздуха.

5. Давление перед детандером вычисляем по формуле X-9:

$$P_{дн} = \frac{1,02}{\left(1 - \frac{8,4}{0,8 \cdot 0,24 \cdot 298}\right)^{3,5}} = 1,8 \text{ ата.}$$

6. Находим положение кривой насыщения при давлении $P_{дн} = 1,8 \text{ ата}$:

$$\frac{\varphi'}{P} = \frac{1}{1,8} = 0,556.$$

7. Считая, что процесс охлаждения идет до точки пересечения изотермы 25° и кривой $\frac{\varphi'}{P} = 0,556$, находим начальное влагосодержание $d_{дн} = 11,5 \text{ г/кг сух. возд.}$

8. Расхождение между значениями $d'_{дн}$ и $d_{дн}$ вычисляем по формуле X-8:

$$\delta = \frac{7,7 - 11,5}{7,7} \cdot 100 = -49,4\%.$$

Полученный результат (знак минус) свидетельствует о недостаточности давления $P_{дн} = 1,8 \text{ ата}$ для обеспечения необходимого теплоперепада. Следует задаться большим значением Δt_k и расчет повторить.

9. Задаемся значением $\Delta t_k = 17,5^\circ \text{ С}$.

Данные повторного расчета в соответствии с принятым порядком получаются следующими:

$$t_{дкс} = -17,5^\circ; d'_{дн} = 10,8 \text{ г/кг сух. возд;}$$

$$h_d = 10,08 \text{ ккал/кг; } P_{дн} = 2 \text{ ата; } \frac{\varphi'}{P} = \frac{1}{2} = 0,5;$$

$$d_{дн} = 10,4 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Расхождение между величинами $d'_{дн}$ и $d_{дн}$

$$\delta = \frac{10,8 - 10,4}{10,8} \cdot 100 = 3,8\% < 5\%,$$

что вполне допустимо.

Таким образом, искомое давление перед турбодетандером $P_{дн} = 2 \text{ ата}$.

Процесс обработки воздуха в турбодетандере изображен на рис. 185.

Точка B характеризует состояние тумана (без сепарации влаги). Треугольник $BB'B''$ представляет собой область максимальных расчетных расхождений: отрезок BB'' — по влагосодержанию; BB' — по температуре $t_{дкс}$.

10. Весовой расход воздуха, проходящего через детандер, при заданной холодопроизводительности определяем из выражения X-10

$$G_d = \frac{55\,000}{10,08} = 5460 \text{ кг/ч.}$$

11. Мощность, снимаемая с вала турбодетандера, в соответствии с выражением X-11 равна:

$$N_d = \frac{55\,000}{860} \cdot 0,98 \cdot 0,98 = 61,5 \text{ квт.}$$

12. Давление воздуха после компрессора по выражению X-13:

$$P_{кк} = 2 + 0,02 = 2,02 \text{ ата.}$$

13. Действительный перепад в компрессоре при одноступенчатом процессе сжатия вычисляем по формуле X-12, считая $T_{кв} = t_n + 273 = 29 + 273 = 302^\circ \text{ К}$ и $P_{кв} = P_a = 1 \text{ ата}$;

$$h_k = \frac{0,24 \cdot 302 \left[\left(\frac{2,02}{1,0} \right)^{0,286} - 1 \right]}{0,8} = 20 \text{ ккал/кг.}$$

14. Полную теплопроизводительность компрессора определяем из выражения X-14

$$Q_{кт} = 20 \cdot 5460 = 109\,000 \text{ ккал/ч.}$$

15. Температуру воздуха в конце сжатия находим по формуле X-17:

$$t_{кк} = 29 + \frac{20}{0,24} = 112^\circ.$$

16. Мощность, необходимая для одноступенчатого сжатия воздуха, в соответствии с выражением X-15 будет равна

$$N_k = \frac{109\,000}{860 \cdot 0,98 \cdot 0,98} = 132 \text{ квт.}$$

17. Мощность привода при условии передачи энергии детандера на вал компрессора находим по формуле X-16

$$N_{п} = 132 - 61,5 = 70,5 \text{ квт.}$$

18. Полная холодопроизводительность кондиционера составит:

$$Q_{клх} = 5460 (16,5 - 12,2) = 78\,400 \text{ ккал/ч.}$$

19. Если после турбодетандера обеспечивается полная сепарация взвешенных капель, то конечное влагосодержание, определенное по $I-d$ -диаграмме, равно $d_{\text{дк}} = 3,8$ г/кг сух. возд. Воздух с таким влагосодержанием и температурой 0°C может быть направлен в систему кондиционирования.

На основании данных, полученных по $I-d$ -диаграмме, количество влаги, выделившейся в турбодетандере и осевшей в сепараторе, составит:

$$\Delta d_d = 10,8 - 3,8 = 7 \text{ г/кг сух. возд.}$$

Количество влаги, сконденсировавшейся в теплообменнике после компрессора, будет равно:

$$\Delta d_{\text{то}} = 15,7 - 10,8 = 4,9 \text{ г/кг сух. возд.}$$

В неавтономных системах с более высоким давлением после компрессора большая часть влаги выпадает в теплообменнике.

ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ О РЕГУЛИРОВАНИИ
УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА§ 1. ПРИЧИНЫ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ НЕОБХОДИМОСТЬ РЕГУЛИРОВАНИЯ
УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Рассмотренные выше процессы кондиционирования воздуха (см. гл. V) относились только к расчетным режимам (летнему и зимнему). На основании этих режимов производился расчет кондиционера и подбирались необходимое оборудование, обеспечивающее круглогодичную обработку воздуха.

Однако в процессе эксплуатации могут изменяться как параметры наружного воздуха, так и количества тепла и влаги, выделяющиеся в кондиционируемых помещениях. Последнее обуславливает необходимость регулирования установок кондиционирования воздуха, с помощью которого при любых условиях обработка воздуха в кондиционере должна обеспечивать поддержание заданных параметров внутри помещений.

Регулирование установок кондиционирования может быть качественное и количественное. *Качественное* регулирование заключается в том, что при изменении количества тепла и влаги, выделяющихся в помещении, следует изменить параметры приточного воздуха при сохранении неизменного его количества. Например, при уменьшении количества выделяющегося явного тепла температуру приточного воздуха необходимо соответственно повысить, а при увеличении — понизить. Во всех случаях изменения тепловыделений температура приточного воздуха t_n является функцией от тепловыделений Q , т. е.

$$t_n = t_v - \frac{Q}{Lc}.$$

Аналогичные рассуждения можно провести и по отношению к регулированию влажности воздуха, а также регулированию установок при одновременном изменении количества тепла и влаги, выделяющихся в помещении.

Количественное регулирование заключается в изменении количества приточного воздуха в зависимости от изменения тепло- и влаговыделений в помещении при сохранении параметров приточного воздуха постоянными.

Помимо качественного и количественного регулирования, в некоторых случаях может применяться *смешанная система регулирования*, при которой одновременно изменяют как параметры приточного воздуха, так и его количество.

Установки кондиционирования воздуха оборудуют обычно системами автоматического регулирования с пневматическим, гидравлическим или электрическим импульсом.

§ 2. СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ

Поддержание какого-либо регулируемого параметра (например, температуры, влажности и т. п.) на заданном уровне обеспечивается комплексом взаимосвязанных приборов, который в дальнейшем условимся называть узлом управления.

В узел управления обычно входят следующие основные элементы: датчик, командный прибор, исполнительный механизм, регулирующий орган, распределительная сеть. Кроме этих основных элементов, в узел управления также входят реле, механизм обратной связи, жесткая обратная связь и гибкая (упругая) обратная связь.

Изменение регулируемого параметра воспринимается датчиком (температуры, влажности, давления и т. п.), который связан с командным прибором. Этот прибор измеряет происходящие изменения и при нарушении заданных пределов регулируемого параметра создает командный импульс (пневматический, гидравлический или электрический), посылаемый исполнительному механизму.

Под воздействием командного импульса исполнительный механизм приводит в движение регулирующий орган, которым могут являться клапаны, заслонки и т. п., регулирующие поступление хладоносителя, теплоносителя, расход воды, воздуха и т. д. Передача импульса от командного органа исполнительному механизму производится с помощью распределительной сети (воздушной, электрической или гидравлической). Усиление мощности полученного импульса и управление исполнительным механизмом (включение, выключение и т. п.) производится с помощью реле, которые являются промежуточным звеном между упомянутыми основными элементами.

Реле бывают первичные, непосредственно воспринимающие импульс от датчика, и вторичные, усиливающие величину и мощность импульса, полученного от датчика или первичного реле.

Управление движением регулирующего органа путем воздействия на командный прибор регулятора, обратной связи датчика, производится при помощи механизма обратной связи.

Жесткая обратная связь оказывает воздействие на командный прибор, причем величина воздействия пропорциональна перемещению регулирующего органа. Воздействие происходит одновременно с указанным перемещением (пропорциональное или астатическое регулирование).

Упругая обратная связь оказывает действие на командный прибор, причем действие прекращается не сразу, а через некоторое время после изменения положения регулирующего органа (изомное регулирование).

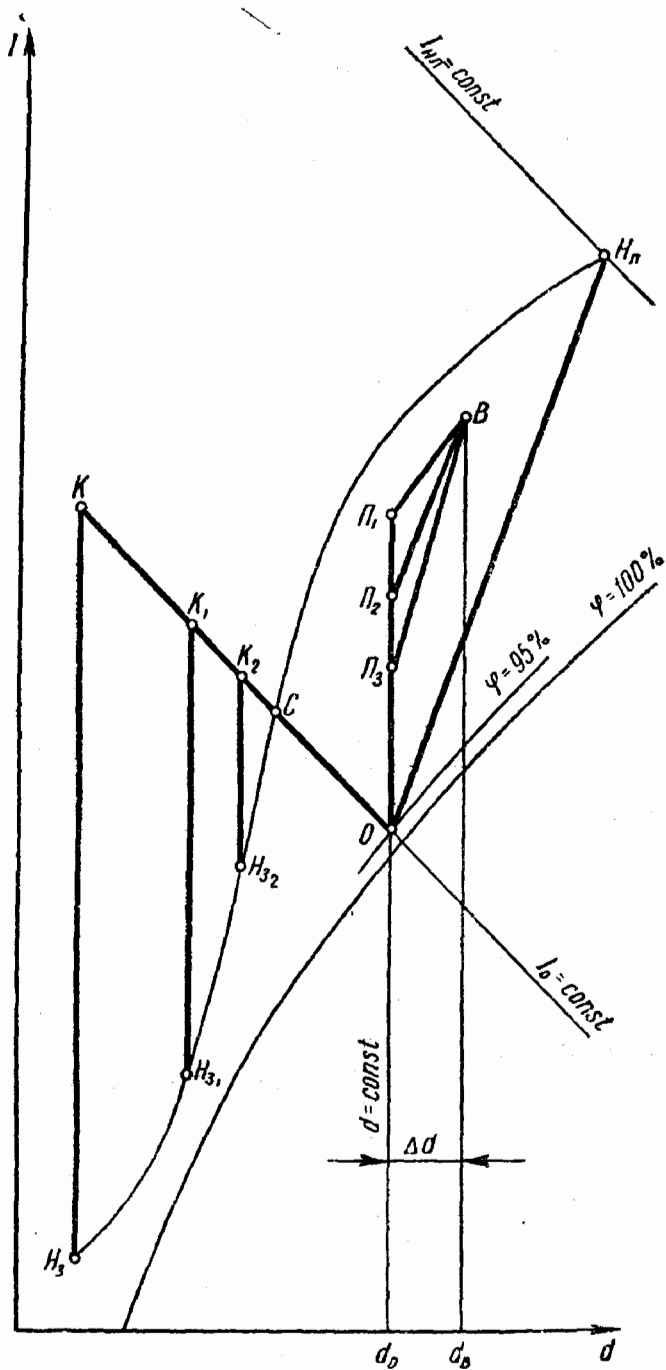


Рис. 187. Качественное регулирование приточной системы кондиционирования воздуха при постоянном выделении влаги

Различают четыре основных вида динамических характеристик регуляторов, а именно: позиционные, астатические, пропорциональные и изодромные.

Позиционное регулирование заключается в том, что регулирующий орган (клапан, заслонка и т. п.) может иметь два фиксированных положения («закрыто» или «открыто») или несколько. При позиционном регулировании наблюдаются непрерывные колебания величины регулируемого параметра в обе стороны от среднего заданного значения.

Астатическое регулирование обладает той особенностью, что при отклонении параметра от заданного значения регулирующий орган перемещается с постоянной или переменной скоростью, приводя при этом регулируемый параметр к заданному значению. Наиболее совершенный тип астатического регулятора движется постоянно в одном или другом направлении в зависимости от изменения параметра, причем скорость его перемещения пропорциональна величине отклонения параметра от заданного значения.

При *пропорциональном* регулировании положение регулирующего органа изменяется по той же закономерности, по которой в определенных пределах изменяется регулируемый параметр. При этом остаточное отклонение параметра от заданного значения тем больше, чем больше изменяется нагрузка.

Наконец, *изодромное* регулирование обладает той особенностью, что поддержание параметра на заданном уровне происходит без остаточного отклонения. Этот вид регулирования совмещает в себе особенности пропорционального и астатического регулирования.

Перемещение регулирующего органа в любой момент складывается из перемещений под воздействием астатического и пропорционального компонентов.

§ 3. АНАЛИЗ ПРОЦЕССОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ С ПОМОЩЬЮ $I-d$ -ДИАГРАММЫ

Рассмотрим с помощью $I-d$ -диаграммы качественное регулирование прямоточной системы кондиционирования при изменении количества явного тепла, выделяющегося в помещении, и при постоянном количестве выделяющейся влаги.

Допустим, что точка B (рис. 187) соответствует состоянию внутреннего воздуха, а лучи $ВП_1$, $ВП_2$ и $ВП_3$ — различным режимам тепловыделений в помещении.

Если точка O соответствует состоянию воздуха после адиабатического увлажнения, то влагосодержание точки O будет соответствовать влагосодержанию приточного воздуха.

Так как влаговыделения в помещении постоянны, то

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{L} 10^3 = \text{const} \text{ и } d_o = \text{const.}$$

грева будет соответственно изображаться лучами $H_{31}-K_1$, $H_{32}-K_2$ и т. д. Когда состояние наружного воздуха будет определяться параметрами точки C , лежащей на прямой $I_0 = \text{const}$, калорифер первого подогрева выключается, и наружный воздух поступает непосредственно в оросительную камеру.

Регулировать работу калорифера первого подогрева в период изменения параметров наружного воздуха от точки H_3 до точки C необходимо для поддержания постоянного теплосодержания воздуха, равного $I_0 = \text{const}$. Такое регулирование можно осуществить с помощью датчика температуры, погруженного в поддон камеры и настроенного на температуру точки O .

При изменении температуры воды (в поддоне) датчик будет действовать на клапаны калорифера первого подогрева. Регулирование процесса по точке O принято называть регулированием по точке росы, хотя эта точка лежит несколько ниже точки O (на пересечении линии $d_0 = \text{const}$ с кривой $\varphi = 100\%$).

При дальнейшем увеличении температуры наружного воздуха выше температуры, соответствующей точке C (рис. 187), для поддержания постоянной температуры точки росы (точка O) требуется производить искусственное охлаждение воздуха. Если, например, наружный воздух с состоянием, соответствующим точке H_d , необходимо охладить и осушить до состояния точки O (луч H_d-O), то в таком случае обработку воздуха в оросительной камере следует производить с помощью холодной воды, имеющей температуру ниже температуры точки росы охлаждаемого воздуха.

Регулирование такого процесса обработки воздуха можно обеспечить с помощью второго датчика температуры точки росы, действующего на трехходовой смесительный клапан, которым регулируется подмешивание холодной воды к рециркуляционной. В результате смесь приобретает необходимую для данного момента температуру, с которой она поступает на орошение в форсуночную камеру. Первый датчик температуры точки росы (работающий в зимнее время) в этот период выключается.

Рассмотрим другой случай качественного регулирования параметров воздуха при одновременном изменении количества тепла и влаги, выделяющихся в помещении.

Если точка B (рис. 188) соответствует заданному состоянию внутреннего воздуха, а лучи BP_1 , BP_2 , BP_3 и т. д. — различным режимам тепло- и влаговыделений внутри помещения, то при постоянном количестве воздуха

$$L = \frac{W + \sum G}{\Delta d} 10^3 = \frac{\sum Q}{\Delta I} = \text{const}$$

и при изменении тепло- и влаговыделений значения Δd и ΔI будут изменяться, как это видно на рис. 188. В этом случае точки P_1 , P_2 и P_3 будут определять необходимые состояния приточного воздуха, соответствующие отдельным режимам.

В связи с различным влагосодержанием приточного воздуха $d_{п1}$, $d_{п2}$, $d_{п3}$ его состояние после адиабатического увлажнения должно соответственно характеризоваться точками O_1 , O_2 и O_3 . Для этого следует регулировать нагрев воздуха в первом калорифере таким образом, чтобы теплосодержание воздуха, выходящего из калорифера, соответствовало бы требованиям отдельных режимов, а именно: I_{01} , I_{02} , I_{03} .

Если в данный момент состояние наружного воздуха определяется точкой H_1 , а необходимое теплосодержание воздуха, выходящего из дождевого пространства, соответствующее данному моменту, равно I_{03} , то наружный воздух следует подогреть до состояния точки K_3 . Такие сочетания внутренних и внешних условий могут быть весьма разнообразны.

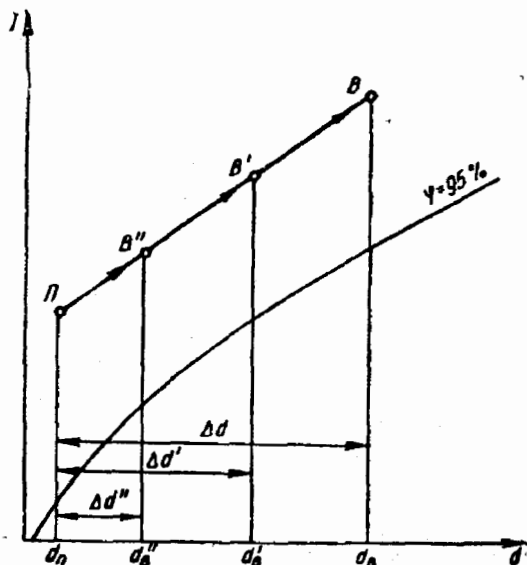


Рис. 189. Количественное регулирование системы кондиционирования воздуха

Регулирование таких процессов производят с помощью датчика температуры и датчика влажности, установленных в помещении и настроенных на поддержание заданных параметров внутреннего воздуха. При отклонении температуры воздуха в помещении от заданной датчик температуры воздействует на клапан у калорифера второго подогрева, обеспечивая этим необходимую температуру приточного воздуха в данный момент.

При отклонении влажности воздуха от заданной датчик влажности воздействует на клапан у калорифера первого подогрева и тем самым перемещает температуру точки росы в нужном направлении.

Рассмотрим случай количественного регулирования установки кондиционирования воздуха. Допустим, что процесс изменения тепло- и влаговыделений в помещении происходит таким образом, что при этом значение углового коэффициента луча процесса в помещении остается постоянным. Так как при рассматриваемом методе регулирования параметры приточного воздуха не изменяются, то лучи всех режимов изменения состояния воздуха внутри помещения будут накладываться на прямую луча $ВП$ (рис. 189).

Если бы количество воздуха оставалось постоянным, то точки $В'$, $В''$ и т. д., определяющие состояние внутреннего воздуха при различных режимах, располагались бы на луче $ВП$. Поэтому для

поддержания заданных параметров воздуха в помещении (точка *B*) необходимо изменить количество воздуха, сохраняя при этом величину

$$\Delta d = \frac{W + \sum G}{L} 10^3 = \text{const.}$$

Это равенство показывает, что с изменением величины ($W + \sum G$) должно пропорционально изменяться и L . Таким образом, при увеличении влаговыделений увеличивается L , и наоборот. Регулирование количества приточного воздуха можно осуществить при помощи датчика влажности, установленного в помещении. Этот датчик воздействует на клапан, регулирующий количество наружного воздуха, поступающего в кондиционер. Следует заметить, что рассмотренный случай является весьма редким в практике кондиционирования.

Регулирование по смешанной системе можно осуществить следующим образом. В помещении устанавливают датчик температуры и датчик влажности. Датчик температуры воздействует на клапан у калорифера второго подогрева, обеспечивая этим необходимую температуру приточного воздуха (точки P_1, P_2, P_3 , рис. 190). Датчик влажности воздействует на клапаны, регулирующие количество поступающего в помещение воздуха.

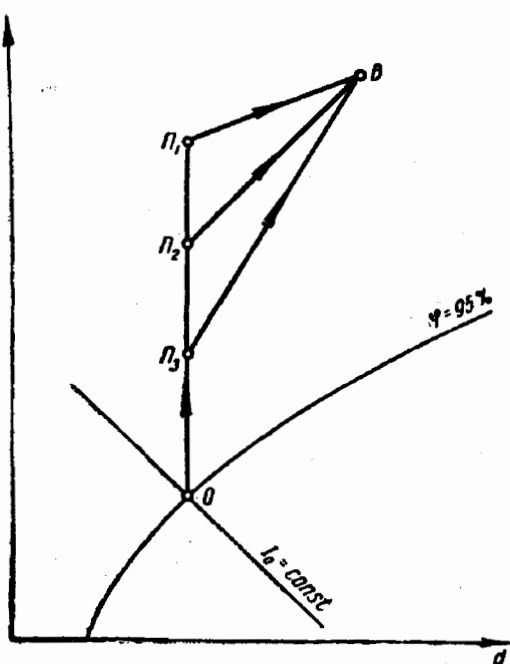


Рис. 190. Регулирование по смешанной системе

Поддержание постоянной температуры точки росы (точки O) достигается с помощью датчика температуры точки росы, воздействующего на клапаны калорифера первого подогрева.

Проанализируем далее процессы регулирования кондиционирующих установок с первой рециркуляцией и вторым подогревом. В качестве примера рассмотрим схему обработки воздуха, при которой рециркуляционный воздух подмешивается после калорифера первого подогрева (рис. 191).

Допустим, что линия $H_3 - H_{л}$ является климатической кривой, отражающей изменение параметров наружного воздуха в течение года. В пределах изменения параметров наружного воздуха в диапазоне $H_3 - H_{лв}$ соотношение количеств наружного и рециркуляционного воздуха остается постоянным, причем количество наруж-

ного воздуха принимается минимальным, отвечающим санитарным требованиям (исходя из соображений экономии тепла).

Поддержание постоянного теплосодержания смеси, равного I_0 , в этот период производится с помощью датчика температуры точки росы, воздействующего на нагрев наружного воздуха в калорифере первого подогрева (точки K, K', K'').

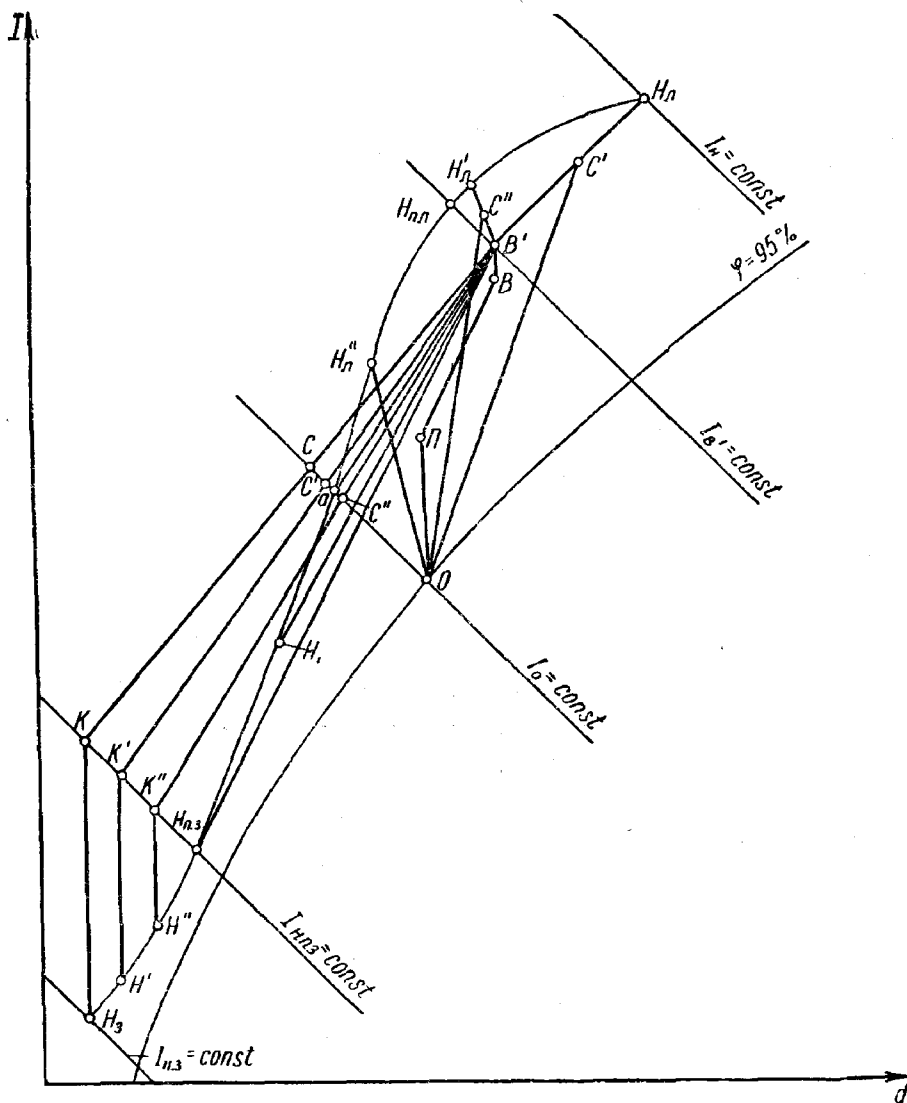


Рис. 191. Регулирование системы кондиционирования воздуха с первой рециркуляцией и вторым подогревом

При состоянии наружного воздуха, определяемом точкой $H_{пз}$, когда теплосодержание наружного воздуха равно $I_K = I_{пз}$, первый подогрев выключается, и наружный воздух непосредственно вступает в смешивание с рециркуляционным. В пределах изменения

параметров наружного воздуха от точки $H_{пз}$ до точки a соотношения количеств наружного и рециркуляционного воздуха изменяются, причем по мере приближения к точке a количество наружного воздуха увеличивается.

Регулирование соотношений количества наружного и рециркуляционного воздуха производят с помощью датчика температуры точки росы, воздействующего на клапаны, установленные в каналах наружного и рециркуляционного воздуха.

При изменении параметров наружного воздуха в диапазоне от точки a до точки $H_{пл}$ (имеющей теплосодержание, равное теплосодержанию рециркуляционного воздуха) в камеру поступает только наружный воздух. Поддержание постоянной температуры точки росы в этот период обеспечивается с помощью термостата, воздействующего на смесительный клапан, регулирующий соотношение холодной и рециркуляционной воды (забираемой из поддона камеры).

При более высоких температурах наружного воздуха в диапазоне от точки $H_{п}$ до точки $H_{л}$ вновь становится целесообразным применять рециркуляцию (так как теплосодержание наружного воздуха становится больше, чем рециркуляционного) при сохранении минимального количества наружного воздуха. В этом случае воздействует на смесительный клапан насоса тот же датчик температуры точки росы.

Процессы регулирования после оросительной камеры здесь не рассматриваются, так как они тождественны процессам регулирования в прямоточном кондиционере, рассмотренным выше.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение I

Физические свойства влажного воздуха при давлении 760 мм рт. ст.

| Температура, °С | 1 м³ сухого воздуха | | | Упругость насыщенных водяных паров, мм рт. ст. | Содержание водяного пара при полном насыщении | | |
|-----------------|---------------------|--|---|--|---|-------------------------------|------------------------------|
| | вес, кг | взятый при 0° даст при t° (1+at), м³ | взятый при t° даст при 0° $\frac{1}{1+at}$, м³ | | в 1 м³ воздуха, г | в 1 кг влажного воздуха, г | на 1 кг сухого воздуха, г |
| -20 | 1,396 | 0,927 | 1,079 | 0,927 | 1,1 | 0,80 | 0,77 |
| -19 | 1,390 | 0,930 | 1,075 | 1,015 | 1,2 | 0,85 | 0,86 |
| -18 | 1,385 | 0,934 | 1,071 | 1,116 | 1,3 | 0,92 | 0,93 |
| -17 | 1,379 | 0,938 | 1,066 | 1,207 | 1,4 | 1,03 | 1,04 |
| -16 | 1,374 | 0,941 | 1,062 | 1,308 | 1,5 | 1,10 | 1,11 |
| -15 | 1,368 | 0,945 | 1,058 | 1,400 | 1,6 | 1,19 | 1,20 |
| -14 | 1,363 | 0,949 | 1,054 | 1,549 | 1,7 | 1,29 | 1,30 |
| -13 | 1,358 | 0,952 | 1,050 | 1,680 | 1,9 | 1,39 | 1,40 |
| -12 | 1,353 | 0,956 | 1,046 | 1,831 | 2,0 | 1,49 | 1,50 |
| -11 | 1,348 | 0,959 | 1,042 | 1,985 | 2,2 | 1,64 | 1,65 |
| -10 | 1,342 | 0,963 | 1,038 | 2,140 | 2,3 | 1,78 | 1,79 |
| -9 | 1,337 | 0,967 | 1,034 | 2,267 | 2,5 | 1,91 | 1,93 |
| -8 | 1,332 | 0,971 | 1,030 | 2,455 | 2,7 | 2,06 | 2,08 |
| -7 | 1,327 | 0,974 | 1,026 | 2,658 | 2,9 | 2,23 | 2,25 |
| -6 | 1,322 | 0,978 | 1,023 | 2,876 | 3,1 | 2,38 | 2,40 |
| -5 | 1,317 | 0,982 | 1,019 | 3,160 | 3,4 | 2,58 | 2,60 |
| -4 | 1,312 | 0,985 | 1,015 | 3,368 | 3,6 | 2,78 | 2,80 |
| -3 | 1,308 | 0,989 | 1,011 | 3,644 | 3,9 | 3,09 | 3,10 |
| -2 | 1,303 | 0,993 | 1,007 | 3,941 | 4,2 | 3,29 | 3,28 |
| -1 | 1,298 | 0,996 | 1,004 | 4,263 | 4,5 | 3,57 | 3,58 |
| 0 | 1,293 | 1,000 | 1,000 | 4,580 | 4,9 | 3,78 | 3,80 |
| 1 | 1,288 | 1,004 | 0,996 | 4,940 | 5,2 | 4,07 | 4,15 |
| 2 | 1,284 | 1,007 | 0,993 | 5,302 | 5,6 | 4,40 | 4,48 |
| 3 | 1,279 | 1,011 | 0,989 | 5,687 | 6,0 | 4,71 | 4,77 |

Продолжение прилож. I

| Температура, °C | 1 м³ сухого воздуха | | Упругость насыщенных водяных паров, мм рт. ст. | Содержание водяного пара при полном насыщении | | на 1 кг сухого воздуха, г |
|-----------------|---------------------|--|--|---|-------------------------------|---------------------------|
| | вес, кг | взятый при 0° даст при t° (1+at), м³ | | в 1 м³ воздуха, г | в 1 кг влажного воздуха, г | |
| 4 | 1,275 | 1,015 | 0,986 | 6,097 | 6,4 | 5,10 |
| 5 | 1,270 | 1,018 | 0,982 | 6,534 | 6,8 | 5,40 |
| 6 | 1,265 | 1,022 | 0,979 | 6,998 | 7,3 | 5,78 |
| 7 | 1,261 | 1,026 | 0,975 | 7,492 | 7,7 | 6,21 |
| 8 | 1,256 | 1,029 | 0,972 | 8,017 | 8,3 | 6,65 |
| 9 | 1,252 | 1,033 | 0,968 | 8,574 | 8,8 | 7,13 |
| 10 | 1,248 | 1,037 | 0,965 | 9,210 | 9,4 | 7,63 |
| 11 | 1,243 | 1,040 | 0,961 | 9,840 | 9,9 | 8,15 |
| 12 | 1,239 | 1,044 | 0,958 | 10,520 | 10,6 | 8,75 |
| 13 | 1,235 | 1,048 | 0,955 | 11,222 | 11,2 | 9,35 |
| 14 | 1,230 | 1,051 | 0,951 | 11,988 | 12,0 | 9,97 |
| 15 | 1,226 | 1,055 | 0,948 | 12,79 | 12,8 | 10,6 |
| 16 | 1,222 | 1,059 | 0,945 | 13,63 | 13,6 | 11,4 |
| 17 | 1,217 | 1,062 | 0,941 | 14,53 | 14,4 | 12,1 |
| 18 | 1,213 | 1,066 | 0,938 | 15,48 | 15,3 | 12,9 |
| 19 | 1,209 | 1,070 | 0,935 | 16,48 | 16,2 | 13,8 |
| 20 | 1,205 | 1,073 | 0,932 | 17,53 | 17,2 | 14,7 |
| 21 | 1,201 | 1,077 | 0,929 | 18,65 | 18,2 | 15,6 |
| 22 | 1,197 | 1,081 | 0,925 | 19,83 | 19,3 | 16,8 |
| 23 | 1,193 | 1,084 | 0,922 | 21,07 | 20,4 | 17,7 |
| 24 | 1,189 | 1,088 | 0,919 | 22,38 | 21,6 | 18,8 |
| 25 | 1,185 | 1,092 | 0,916 | 23,76 | 22,9 | 20,0 |
| 26 | 1,181 | 1,095 | 0,913 | 25,21 | 24,2 | 21,4 |
| 27 | 1,177 | 1,099 | 0,910 | 26,74 | 25,6 | 22,6 |
| 28 | 1,173 | 1,103 | 0,907 | 28,35 | 27,0 | 24,0 |
| 29 | 1,169 | 1,106 | 0,904 | 30,04 | 28,5 | 25,6 |
| 30 | 1,165 | 1,110 | 0,901 | 31,82 | 30,1 | 27,2 |
| 31 | 1,161 | 1,114 | 0,898 | 33,70 | 31,8 | 28,8 |

Продолжение прилож. I

| Температура, °C | 1 м³ сухого воздуха | | | Упругость насыщенных водяных паров, мм рт. ст. | Содержание водяного пара при полном насыщении | | |
|-----------------|---------------------|--|---|--|---|-------------------------------|------------------------------|
| | вес, кг | взятый при 0° даст при t° (1+αt), м³ | взятый при t° даст при 0° $\frac{1}{1+\alpha t}$, м³ | | в 1 м³ воздуха, г | в 1 м³ влажного воздуха, г | на 1 м³ сухого воздуха, г |
| 32 | 1,157 | 1,117 | 0,895 | 35,66 | 33,5 | 29,5 | 30,6 |
| 33 | 1,154 | 1,121 | 0,892 | 37,73 | 35,4 | 31,2 | 32,5 |
| 34 | 1,150 | 1,125 | 0,889 | 39,80 | 37,3 | 33,1 | 34,4 |
| 35 | 1,146 | 1,128 | 0,886 | 42,18 | 39,3 | 35,0 | 35,6 |
| 36 | 1,142 | 1,132 | 0,884 | 44,56 | 41,4 | 37,0 | 38,8 |
| 37 | 1,139 | 1,136 | 0,881 | 47,07 | 43,6 | 39,2 | 41,1 |
| 38 | 1,135 | 1,139 | 0,878 | 49,69 | 45,9 | 41,4 | 43,5 |
| 39 | 1,132 | 1,143 | 0,875 | 52,44 | 48,3 | 43,8 | 46,0 |
| 40 | 1,128 | 1,147 | 0,872 | 55,32 | 50,8 | 46,3 | 48,9 |
| 41 | 1,124 | 1,150 | 0,869 | 58,34 | 53,4 | 48,9 | 51,7 |
| 42 | 1,121 | 1,154 | 0,867 | 61,50 | 56,1 | 51,6 | 54,8 |
| 43 | 1,117 | 1,158 | 0,864 | 64,80 | 58,9 | 54,5 | 58,0 |
| 44 | 1,114 | 1,161 | 0,861 | 68,26 | 61,9 | 57,5 | 61,3 |
| 45 | 1,110 | 1,165 | 0,858 | 71,88 | 65,0 | 60,7 | 65,0 |
| 46 | 1,107 | 1,169 | 0,856 | 75,65 | 68,2 | 64,0 | 68,9 |
| 47 | 1,103 | 1,172 | 0,853 | 79,60 | 71,5 | 67,5 | 72,8 |
| 48 | 1,100 | 1,176 | 0,850 | 83,70 | 75,0 | 71,1 | 77,0 |
| 49 | 1,096 | 1,180 | 0,848 | 88,02 | 78,6 | 75,0 | 81,5 |
| 50 | 1,093 | 1,183 | 0,845 | 92,51 | 83,3 | 79,0 | 86,3 |
| 51 | 1,089 | 1,187 | 0,843 | 97,20 | 86,3 | 83,2 | 91,3 |
| 52 | 1,086 | 1,191 | 0,840 | 102,10 | 90,4 | 87,7 | 96,6 |
| 53 | 1,083 | 1,194 | 0,837 | 107,20 | 94,6 | 92,3 | 102,0 |
| 54 | 1,080 | 1,198 | 0,835 | 112,50 | 99,1 | 97,2 | 108,0 |
| 55 | 1,076 | 1,202 | 0,832 | 118,00 | 103,6 | 102,3 | 114,0 |
| 56 | 1,073 | 1,205 | 0,830 | 123,80 | 108,4 | 107,6 | 121,0 |
| 57 | 1,070 | 1,209 | 0,827 | 129,80 | 113,3 | 113,2 | 128,0 |
| 58 | 1,067 | 1,213 | 0,825 | 136,10 | 118,5 | 119,1 | 136,0 |
| 59 | 1,063 | 1,216 | 0,822 | 142,60 | 123,8 | 125,2 | 144,0 |
| 60 | 1,060 | 1,220 | 0,820 | 149,40 | 129,3 | 131,7 | 152,0 |

Физические параметры сухого воздуха (при $P_0 = 760$ мм рт. ст.)

| $t, ^\circ\text{C}$ | $\gamma, \text{кг/м}^3$ | $c_p, \text{ккал/кг} \times \text{град}$ | $\lambda \cdot 10^3, \text{ккал/м} \times \text{ч} \cdot \text{град}$ | $\alpha \cdot 10^2, \text{м}^2/\text{ч}$ | $\mu \cdot 10^6, \text{кг} \cdot \text{сек/м}^2$ | $\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{сек}$ | P_r |
|---------------------|-------------------------|--|---|--|--|---|-------|
| -50 | 1,584 | 0,242 | 1,75 | 4,57 | 1,49 | 9,23 | 0,728 |
| -40 | 1,515 | 0,242 | 1,82 | 4,96 | 1,55 | 10,04 | 0,728 |
| -30 | 1,453 | 0,242 | 1,89 | 5,37 | 1,60 | 10,80 | 0,723 |
| -20 | 1,395 | 0,241 | 1,96 | 5,83 | 1,65 | 11,79 | 0,716 |
| -10 | 1,342 | 0,241 | 2,03 | 6,28 | 1,70 | 12,43 | 0,712 |
| 0 | 1,293 | 0,240 | 2,10 | 6,77 | 1,75 | 13,28 | 0,707 |
| 10 | 1,247 | 0,240 | 2,16 | 7,22 | 1,80 | 14,16 | 0,705 |
| 20 | 1,205 | 0,240 | 2,23 | 7,71 | 1,85 | 15,06 | 0,703 |
| 30 | 1,165 | 0,240 | 2,30 | 8,23 | 1,90 | 16,00 | 0,701 |
| 40 | 1,128 | 0,240 | 2,37 | 8,75 | 1,95 | 16,96 | 0,699 |
| 50 | 1,093 | 0,240 | 2,43 | 9,26 | 2,00 | 17,95 | 0,698 |
| 60 | 1,060 | 0,240 | 2,49 | 9,79 | 2,05 | 18,97 | 0,696 |
| 70 | 1,029 | 0,241 | 2,55 | 10,28 | 2,10 | 20,02 | 0,694 |
| 80 | 1,000 | 0,241 | 2,62 | 10,87 | 2,15 | 21,09 | 0,692 |
| 90 | 0,972 | 0,241 | 2,69 | 11,48 | 2,19 | 22,10 | 0,690 |
| 100 | 0,946 | 0,241 | 2,76 | 12,11 | 2,23 | 23,13 | 0,688 |

* Приложение II см. вкладку в конце книги.

Приложение IV

Расчетные параметры наружного воздуха (по СНиП II-Г, 7-62)

| Наименование пунктов | Расчетное барометрическое давление, мм рт. ст. | Периоды года | Параметры А | | Параметры Б | | Параметры В | |
|----------------------|--|--------------|-----------------|----------------------------------|--------------------|-----------------------------------|--------------------|-----------------------------------|
| | | | Температура, °С | Теплоотда- жающие, ккал/кг | Температура, °С | Теплоотдер- жающие, ккал/кг | Температура, °С | Теплоотдер- жающие, ккал/кг |
| Алма-Ата | 700 | Теплый | 27,4 | 12,3 | 34,7 | 13 | 42 | 19,5 |
| | | Холодный | -13 | -2,4 | -24, | -5,6 | -36 | -8,7 |
| Архангельск . . . | 760 | Теплый | 18,4 | 10,5 | 25,7 | 11,6 | 33 | 17,6 |
| | | Холодный | -17 | -3,6 | -32 | -7,6 | -45 | -10,8 |
| Ашхабад | 730 | Теплый | 36 | 14 | 40,5 | 14,9 | 45 | 18,4 |
| | | Холодный | -6 | -0,4 | -11 | -2 | -26 | -6 |
| Баку | 760 | Теплый | 27,9 | 15,7 | 33 | 16,6 | 38 | 19,4 |
| | | Холодный | -1 | +1,3 | -3 | +0,6 | -13 | -2,5 |
| Верхоянск | 745 | Теплый | 19,2 | 8,7 | 26,6 | 10,5 | 34 | 12,3 |
| | | Холодный | -55 | -13,2 | -63 | -15,1 | -68 | -16,3 |
| Вильнюс | 745 | Теплый | 21,5 | 11,5 | 27,8 | 12,4 | 34 | 16,7 |
| | | Холодный | -9 | -1,2 | -21 | -4,7 | -37 | -8,8 |
| Владивосток | 745 | Теплый | 22,1 | 13,8 | 28,1 | 14,7 | 34 | 19,3 |
| | | Холодный | -16 | -3,5 | -24 | -5,6 | -31 | -7,4 |
| Волгоград | 745 | Теплый | 28,6 | 12,5 | 34,8 | 13,2 | 41 | 16 |
| | | Холодный | -14 | -2,8 | -25 | -5,8 | -35 | -8,4 |
| Душанбе | 685 | Теплый | 35 | 14 | 38,5 | 14,9 | 42 | 17,8 |
| | | Холодный | 2 | +2,9 | -10 | -1,7 | -27 | -6,3 |
| Ереван | 685 | Теплый | 30,2 | 13,2 | 35,1 | 14 | 40 | 17,4 |
| | | Холодный | -9 | -1,2 | -18 | -3,9 | -27 | -6,3 |
| Запорожье | 760 | Теплый | 27,1 | 2,4 | 33,1 | 13,5 | 39 | 14,6 |
| | | Холодный | -9 | -1,3 | -21 | -4,7 | -32 | -7,6 |
| Иркутск | 715 | Теплый | 22,6 | 11,2 | 28,8 | 12,2 | 35 | 16,9 |
| | | Холодный | -23 | -5,3 | -35 | -8,3 | -50 | -12 |
| Киев | 745 | Теплый | 23,5 | 12,5 | 31,3 | 13,3 | 39 | 16,9 |
| | | Холодный | -10 | -1,6 | -21 | -4,8 | -32 | -7,6 |
| Кишинев | 745 | Теплый | 25,3 | 13 | 31,7 | 13,9 | 38 | 17,6 |
| | | Холодный | -7 | -0,7 | -16 | -3,4 | -32 | -7,6 |
| Краснодар | 760 | Теплый | 28,6 | 14,2 | 34,3 | 15,2 | 40 | 20,2 |
| | | Холодный | -6 | -0,3 | -17 | -3,6 | -36 | -8,6 |
| Красноярск | 730 | Теплый | 24,2 | 11,5 | 31,6 | 12,5 | 39 | 15,9 |
| | | Холодный | -22 | -5 | -37 | -8,8 | -49 | -11,8 |
| Куйбышев | 745 | Теплый | 24,2 | 12,2 | 30,6 | 13 | 37 | 16 |
| | | Холодный | -18 | -4 | -29 | -6,8 | -43 | -10,3 |
| Ленинград | 760 | Теплый | 20,3 | 11,2 | 26,2 | 12 | 32 | 16 |
| | | Холодный | -12 | -2,2 | -24 | -5,5 | -36 | -8,6 |
| Магнитогорск | 730 | Теплый | 23,5 | 11,3 | 30,8 | 12,2 | 38 | 16,4 |
| | | Холодный | -22 | -5 | -33 | -7,9 | -46 | -11 |
| Минск | 745 | Теплый | 21,4 | 11,4 | 27,7 | 12,2 | 34 | 16,4 |
| | | Холодный | -10 | -1,6 | -22 | -5 | -39 | -9,3 |
| Москва | 745 | Теплый | 21,4 | 11,8 | 28,5 | 12,9 | 35 | 16,7 |
| | | Холодный | -15 | -3,1 | -26 | -6 | -42 | -10,1 |
| Мурманск | 760 | Теплый | 15,2 | 8,2 | 24,1 | 9,2 | 33 | 12,8 |
| | | Холодный | -14 | -2,8 | -26 | -6,1 | -39 | -9,3 |
| Новосибирск | 745 | Теплый | 23 | 12,1 | 30 | 13 | 37 | 18,8 |
| | | Холодный | -24 | -5,5 | -39 | -9,3 | -51 | -12,2 |
| Одесса | 760 | Теплый | 24,9 | 13,6 | 30,5 | 14,5 | 36 | 17,6 |
| | | Холодный | -7 | -0,6 | -15 | -3,1 | -28 | -6,6 |

Продолжение приложения IV

| Наименование пунктов | Расчетное барометрическое давление, мм рт. ст. | Периоды года | Параметры А | | Параметры Б | | Параметры В | |
|----------------------|--|--------------|----------------|--------------------------|-----------------|--------------------------|-----------------|--------------------------|
| | | | Температура °С | Теплосодержание, ккал/кг | Температура, °С | Теплосодержание, ккал/кг | Температура, °С | Теплосодержание, ккал/кг |
| Петрозаводск . . | 760 | Теплый | 19,2 | 10,5 | 26,1 | 11,3 | 33 | 15,2 |
| | | Холодный | -14 | -2,8 | -26 | -6,1 | -40 | -9,6 |
| Рига | 760 | Теплый | 21 | 11,4 | 27,5 | 12,3 | 34 | 15,9 |
| | | Холодный | -8 | -1 | -19 | -4,2 | -31 | -7,3 |
| Ростоз-на-Дону . | 745 | Теплый | 27,2 | 13,4 | 32,6 | 14,3 | 38 | 17,8 |
| | | Холодный | -10 | -1,6 | -22 | -5 | -33 | -7,9 |
| Свердловск . . . | 730 | Теплый | 21,1 | 11,2 | 29,1 | 11,8 | 37 | 15,8 |
| | | Холодный | -21 | -4,7 | -32 | -7,6 | -43 | -10,3 |
| Севастополь . . . | 760 | Теплый | 25,9 | 14,1 | 31 | 15,2 | 36 | 16,2 |
| | | Холодный | -4 | +0,3 | -9 | -1,4 | -22 | -5 |
| Сочи | 760 | Теплый | 25,7 | 14,8 | 30,4 | 16,2 | 35 | 17,5 |
| | | Холодный | 0 | +1,5 | -2 | +0,8 | -13 | -2,5 |
| Таллин | 760 | Теплый | 19 | 10,9 | 25,5 | 11,7 | 32 | 15,4 |
| | | Холодный | -10 | -1,6 | -21 | -4,8 | -31 | -7,3 |
| Ташкент | 715 | Теплый | 33,3 | 14 | 37,7 | 14,7 | 42 | 19,8 |
| | | Холодный | -4 | 0 | -13 | -2,7 | -30 | -7 |
| Тбилиси | 715 | Теплый | 28,7 | 14,5 | 33,4 | 14,7 | 38 | 19,7 |
| | | Холодный | -2 | +0,7 | -7 | -0,9 | -20 | -4,4 |
| Фрунзе | 700 | Теплый | 29,8 | 13,1 | 34,9 | 13,8 | 40 | 17,6 |
| | | Холодный | -10 | -1,7 | -21 | -4,8 | -38 | -9,1 |
| Хабаровск | 745 | Теплый | 24,1 | 14,5 | 29,6 | 15,6 | 35 | 19,4 |
| | | Холодный | -25 | -5,8 | -33 | -7,9 | -43 | -10,3 |
| Харьков | 745 | Теплый | 25,1 | 12,6 | 31,1 | 13,5 | 37 | 18,2 |
| | | Холодный | -11 | -1,9 | -23 | -5,3 | -35 | -8,3 |
| Якутск | 745 | Теплый | 23,1 | 10,6 | 30,6 | 15,7 | 38 | 20,6 |
| | | Холодный | -48 | -11,5 | -56 | -13,4 | -64 | -15,4 |
| Ялта | 760 | Теплый | 26,4 | 14,2 | 31,7 | 15,7 | 37 | 17,2 |
| | | Холодный | -3 | +0,5 | -8 | -1,2 | -14 | -2,8 |

Параметры холодильных компрессоров одноступенчатого сжатия (Л. 52)

| Параметры | Марка изделия | | | | | | | | | | | |
|--|---------------------------------|------------|-------------------------------|----------|----------|----------|------------------------------|-----------|----------|----------|----------|----------|
| | вертикальные двухцилиндровые | | У-образные четырехцилиндровые | | | | УУ-образные восьмцилиндровые | | | | | |
| | 22ФВ-100/1 | 22ФВ-100/3 | ФУ-175/1 | ФУ-175/2 | ФУ-175/3 | ФУ-175/4 | 22ФУ-200/1 | 22ФУ200/3 | ФУУ350/1 | ФУУ350/2 | ФУУ350/3 | ФУУ350/4 |
| Холодильный агент | Фреон-22 | Фреон-22 | Фреон-12 | Фреон-12 | Фреон-12 | Фреон-12 | Фреон-22 | Фреон-22 | Фреон-12 | Фреон-12 | Фреон-12 | Фреон-12 |
| Компрессор | 25 000 | 18 000 | 190 000 | 400 000 | 140 000 | 300 000 | 50 000 | 35 000 | 380 000 | 800 000 | 280 000 | 600 000 |
| Холодопроизводительность, ккал/ч | —40 | —40 | —15 | 5 | —15 | 5 | —40 | —40 | —15 | 5 | —15 | 5 |
| При температуре кипения | 30 | 30 | 30 | 35 | 30 | 35 | 30 | 30 | 30 | 35 | 30 | 35 |
| всасывания | 0 | 0 | 15 | 15 | 15 | 15 | 0 | 0 | 15 | 15 | 15 | 15 |
| переохлаждения | 25 | 25 | 25 | 30 | 25 | 30 | 25 | 25 | 25 | 30 | 25 | 30 |
| Мощность (эффективная), квт | 19 | 14,5 | 70 | 103 | 52 | 70 | 38 | 28 | 140 | 192 | 104 | 140 |
| Скорость вращения, об/мин | 960 | 720 | 960 | 960 | 720 | 720 | 960 | 720 | 960 | 960 | 720 | 720 |

Марка изделия

| Параметры | вертикальные двухцилиндровые | | У-образные четырехцилиндровые | | | | УУ-образные восьмцилиндровые | | | | | |
|--|------------------------------|------------|-------------------------------|----------|----------|----------|------------------------------|------------|----------|----------|----------|----------|
| | 22ФВ-100/1 | 22ФВ-100/3 | ФУ-175/1 | ФУ-175,2 | ФУ-175/3 | ФУ-175/4 | 22ФУ-200/1 | 22ФУ-200/3 | ФУУ350/1 | ФУУ350/2 | ФУУ350/3 | ФУУ350/4 |
| | | | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 8 | 8 | 8 |
| Число цилиндров | 2 | 2 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| Ход поршня, мм | 130 | 130 | 130 | 130 | 130 | 130 | 130 | 130 | 130 | 130 | 130 | 130 |
| Диаметр цилиндра, мм | 150 | 150 | 190 | 190 | 190 | 190 | 150 | 150 | 190 | 190 | 190 | 190 |
| Теоретический описываемый объем, м ³ /ч | 264 | 198,5 | 847 | 847 | 633 | 636 | 528 | 397 | 1694 | 1694 | 1272 | 1272 |
| Расход охлаждающей воды, м ³ /ч | 1 | 0,75 | 2 | 2 | 1,5 | 1,5 | 2 | 1,5 | 4 | 4 | 3 | 3 |
| Электродви-гатель | | | | | | | | | | | | |
| Марка | АП81-4 | АП72-4 | АП92-6 | А102-6М | АП91-6 | А102-8 | АП92-6 | АП91-6 | А103-6М | А104-6М | А103-8 | А104-8 |
| Скорость вращения об/мин | 1460 | 1450 | 980 | 985 | 980 | 740 | 980 | 980 | 985 | 985 | 740 | 740 |
| Мощность, квт | 40 | 28 | 75 | 125 | 55 | 100 | 75 | 55 | 200 | 200 | 125 | 160 |

Международная система единиц (СИ) по ГОСТ 9867—61

| Величина | Единица измерения | Сокращенные обозначения единиц | | Размер производных единиц |
|------------------------------------|------------------------------|--------------------------------|-------------------------|--|
| | | русские | латинские или греческие | |
| Основные единицы | | | | |
| Длина | метр | м | m | — |
| Масса | килограмм | кг | kg | — |
| Время | секунда | сек | s | — |
| Сила электрического тока | ампер | а | A | — |
| Термодинамическая температура | градус Кельвина | °К | °K | — |
| Дополнительные единицы | | | | |
| Плоский угол | радиан | рад | rad | — |
| Телесный угол | стерадиан | стер | sr | — |
| Производные единицы | | | | |
| Площадь | квадратный метр | м ² | m ² | (1 м) ² |
| Объем | кубический метр | м ³ | m ³ | (1 м) ³ |
| Частота | герц | Гц | Hz | 1 : (1 сек) |
| Плотность (объемная масса) | килограмм на кубический метр | кг/м ³ | kg/m ³ | (1 кг) : (1 м) ³ |
| | метр в секунду | м/сек | m/s | (1 м) : (1 сек) |
| Скорость | радиан в секунду | рад/сек | rad/s | (рад) : (1 сек) |
| Угловая скорость | метр на секунду в квадрате | м/сек ² | m/s ² | (1 м) : (1 сек) ² |
| Ускорение | ньютон | н | N | (1 кг) · (1 м) : : (1 сек) ² |
| Сила | ньютон на квадратный метр | н/м ² | N/m ² | (1 н) : (1 м) ² |
| Давление (механическое напряжение) | | | | |

| Величина | Единица измерения | Сокращенные обозначения единиц | | Размер производных единиц |
|--|-----------------------------------|----------------------------------|-------------------------|--|
| | | русские | латинские или греческие | |
| Динамическая вязкость | ньютон-секунда на квадратный метр | н·сек/м ² | N·s/m ² | (1 н) · (1 сек) : (1 м) ² |
| Кинематическая вязкость | квадратный метр на секунду | м ² /сек джс | m ² /s J | (1 м) ² : (1 сек) (1 н) · (1 м) |
| Работа, энергия, количество теплоты | джоуль | вт н/м ³ джс/кг | W — — | (1 джс) : (1 сек) (1 н) : (1 м ³) (1 джс) : (1 кг) |
| Мощность | ватт | джс/град джс/кг·град | — — | (1 джс) : (1 град) (1 джс) : (1 кг) × × (1 град) |
| Удельный вес | ньютон на кубический метр | джс/град джс/град | — — | (1 джс) : (1 град) (1 джс) : (1 кг) × × (1 град) |
| Удельная теплота (фазового превращения химической реакции) | джоуль на килограмм | вт вт/м ² | — — | (1 джс) : (1 сек) (1 джс) : (1 сек) × × (1 м ²) |
| Теплоемкость системы | джоуль на градус | вт/м·град | — | (1 джс) : (1 сек) × (1 м) × (1 град) (1 м ²) : (1 сек) |
| Удельная теплоемкость | джоуль на килограмм-градус | град/м | — | (1 град) : (1 м) |
| Энтропия системы | джоуль на градус | | | |
| Удельная энтропия | джоуль на килограмм-градус | | | |
| Тепловой поток | ватт | | | |
| Поверхностная плотность теплового потока | ватт на квадратный метр | | | |
| Коэффициент теплопроводности | ватт на метр-градус | | | |
| Коэффициент температуропроводности | квадратный метр на секунду | | | |
| Температурный градиент | градус на метр | | | |

**ТАБЛИЦА ПЕРЕВОДА ЕДИНИЦ ИЗМЕРЕНИЯ ИЗ СИСТЕМЫ МКГСС
В СИСТЕМУ СИ**

| Наименование величин | Единица измерения | Перевод единицы системы СИ |
|--|--|---|
| Сила | килограмм-сила | 9,80665 н |
| Удельный вес | килограмм-сила на кубический метр | 9,80665 н/м ³ |
| Давление | килограмм-сила на квадратный метр | 9,80665 н/м ² |
| | бар | 10 ⁵ н/м ² |
| | килограмм-сила на квадратный сантиметр (атмосфера) | 9,80665 · 10 ⁴ н/м ² |
| | миллиметр ртутного столба (торр) | 133,322 н/м ² |
| Кинематическая вязкость | миллиметр водяного столба | 9,80665 н/м ² |
| | стокс | 1 · 10 ⁻⁴ м ² /сек |
| Динамическая вязкость | пуаз | 0,1 н · сек/м ² |
| | килограмм-сила-секунда на квадратный метр | 9,80665 н · сек/м ² |
| Работа, энергия, количество теплоты | джоуль международный эрг | 1,00019 дж 1 · 10 ⁻⁷ дж |
| | килограмм-сила-метр | 9,80665 дж |
| | киловатт-час | 3,6 · 10 ⁶ дж |
| | калория международная | 4,1868 дж |
| Мощность (тепловой поток) | килокалория международная в час | 1,163 вт |
| Теплоемкость | калория на градус | 4,1868 дж/град |
| Удельная теплоемкость | калория на грамм-градус | 4,1868 · 10 ³ дж/кг · град |
| Удельная теплота фазового превращения | калория на грамм | 4,1868 · 10 ³ дж/кг |
| Тепловой поток | калория в секунду | 4,1868 вт |
| Плотность теплового потока | калория на квадратный сантиметр в секунду | 4,1868 · 10 ⁴ вт/м ² |
| Коэффициент теплообмена, коэффициент теплопередачи | калория на квадратный сантиметр-секунду-градус | 4,1868 · 10 ⁴ вт/м ² · град |
| | килокалория на квадратный сантиметр-час-градус | 1,163 вт/м ² · град |
| Коэффициент теплопроводности | калория на сантиметр-секунду-градус | 4,1868 · 10 ² вт/м · град |

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев П. И. Распространение тепла и влаги в цехах промышленных предприятий. Стройиздат, 1955.
2. Баркалов Б. В. Данные по проектированию систем кондиционирования воздуха. Промстройпроект. Серия № НМ-013. Выпуск 8. Поверхностные воздухоохладители. М., 1965.
3. Богатых С. А. Комплексная обработка воздуха в пенных аппаратах. Л., Изд-во «Судостроение», 1964.
4. Богословский В. Н. и Кувшинов Ю. Я. Годовые затраты тепла и холода в системах кондиционирования микроклимата, серия 3. Информационный выпуск № 6. Издание ГПИ Сантехпроект, 1968.
5. Богословский В. Н. Строительная теплофизика. Изд-во «Высшая школа», 1970.
6. Воронин Г. И. и Верба М. И. Кондиционирование воздуха на летательных аппаратах. М., Машгиз, 1965.
7. Гамбург П. Ю. Расчет солнечной радиации в строительстве. М., Стройиздат, 1966.
8. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в предприятиях торговли и общественного питания (Обзор зарубежной техники). М., Госторгиздат, 1958.
9. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха в предприятиях торговли и общественного питания. Госторгиздат, 1962.
10. Госстрой СССР. Проектирование отопительно-вентиляционных систем. Серия 3. Информационный выпуск № 3, 1968.
11. Зусманович Л. М. Обобщенный метод изучения процессов понижения теплосодержания воздуха в форсуночной камере; в жур. «Холодильная техника», 1960, № 6.
12. Зусманович Л. М. К оценке поверхности контакта между воздухом и водой в форсуночных охладителях. Журн. «Водоснабжение и санитарная техника», 1961, № 7.
13. Зусманович Л. М. Изучение процессов охлаждения и осушения воздуха в оросительных камерах. Сборн. № 6 Кондиционирование воздуха. НИИСантехники. Госстройиздат, 1960.
14. Зусманович Л. М. Метод сравнения и расчет одно- и двухступенчатых форсуночных воздухоохладителей. Журн. «Водоснабжение и санитарная техника», 1961, № 12.
15. Зусманович Л. М. Оросительные камеры установок искусственного климата. М., Изд-во «Машиностроение», 1967.
16. Каменев П. Н. Отопление и вентиляция, часть II. Госстройиздат, 1959.
17. Карпис Е. Е. Тепловой расчет камер орошения кондиционеров с применением коэффициентов эффективности теплообмена. Журн. «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 9.
18. Карпис Е. Е. Тепловой и аэродинамический расчет поверхностных воздухоохладителей, питаемых холодной водой. Сектор технической информации. НИИСТ АС и А СССР, 1961.
19. Кокорин О. Я. Испарительное охлаждение для целей кондиционирования воздуха. М., Стройиздат, 1965.
20. Комаров Н. С. Справочник холодильщика. Машгиз, 1962.
21. Кондиционеры. Альбом оборудования. Данные по расчету. ГПИ Сантехпроект. Серия В4-1, М., 1961.
22. Кондиционирование воздуха. Под ред. Н. В. Дягтерева. Госстройиздат, 1953.
23. Кондиционирование воздуха. Сборник № 26 НИИСантехники. М., 1968.

24. Крупчатников В. М. Применение пенных аппаратов в установках кондиционирования воздуха. Журн. «Водоснабжение и санитарная техника», 1961, № 5.
25. Ладыженский Р. М. Кондиционирование воздуха. Пищепромиздат, 1962.
26. Левин И. И., Ткачев А. Г., Розенфельд Л. М. Холодильные машины. Пищепромиздат, 1939.
27. Лукомский С. М. Применение полупроводников для отопления и охлаждения квартир, Журн. «Жилищное строительство», 1959, № 10.
28. Лыков А. В. Кинетика и динамика процессов сушки и увлажнения. Гизлегпром, 1938.
29. Лыков А. В. Тепло- и массообмен в процессах сушки. Госэнергоиздат, 1956.
30. Максимов Г. А. Отопление и вентиляция, часть II. Изд-во «Высшая школа», 1969.
31. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1956.
32. Нестеренко А. В. Применение $I-d$ -диаграммы в расчетах вентиляции. Стройиздат, 1950.
33. Нестеренко А. В. и Серебряков Г. П. Психрометрическая диаграмма. Тепло- и массообмен в капиллярно-пористых телах. МТИПП. Госэнергоиздат, 1957.
34. Нестеренко А. В. Тепло- и массообмен при испарении жидкости. Тепло- и массообмен в процессах испарения. Сборник трудов ЭНИНа, Изд-во АН СССР, 1958.
35. Нестеренко А. В. Экспериментальное исследование тепло- и массообмена при испарении жидкости со свободной поверхности; в журн. технической физики АН СССР, т. 24, № 4, 1954.
36. Пеклов А. А. Кондиционирование воздуха в промышленных и общественных зданиях. Киев, Изд-во «Будівельник», 1967.
37. Петров Л. В. Испарение воды в условиях свободной конвекции и вынужденного движения воздуха. Сб. «Метотраслевые вопросы строительства» (отечественный опыт). ЦИНИС. Вып. 8. 1970.
38. Прохоров В. И. Системы кондиционирования воздуха с применением воздушных трубохолодильных машин. Кандидатская диссертация. М., 1965.
39. Раяк М. Б. Экспериментальное исследование пластинчатого теплообменника косвенного испарительного охлаждения с проволочным оребрением. Кондиционирование воздуха. Сборник трудов № 18. НИИсантехники. М., 1966.
40. Раяк М. Б. Климатические районы испарительного охлаждения. Журн. «Водоснабжение и санитарная техника», 1965, № 4.
41. Романенко П. Н. Кондиционирование воздуха. Киев, Гостехиздат, УССР, 1952.
42. Слонимский М. С. Полупроводники. М., Гос. изд-во физико-математической литературы, 1961.
43. СНиП II. Г—7.62. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования. Стройиздат, 1962.
44. Сорокин Н. С. Вентиляция, увлажнение и отопление на текстильных фабриках. Гизлегпром, 1953.
45. Спенсер-Грегори Г., Роурке Е. Гигрометрия. М., Metallurgиздат, 1963.
46. Справочник по типовым секциям центральных кондиционеров. БПК и ТП НИИСТ АС и А СССР, 1958.
47. Стефанов Е. В., Коркин В. Д. Исследование модернизированной схемы форсуночной камеры. Сборн. «Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях». М., Стройиздат, 1965.
48. Тихомиров К. В. Опыт использования систем лучистого потолочного отопления для охлаждения помещений в летнее время; журн. «Водоснабжение и санитарная техника», 1958, № 7.
49. Учаскин П. В. Установки искусственного климата в горячих цехах. Профиздат, 1958.

50. Участкин П. В. и Павлухин Л. В. Оценка форсуночной камеры как теплообменного аппарата. Сборн. «Научные работы институтов охраны труда ВЦСПС», 1965, № 5.

51. Филоненко Г. К. и Лебедев П. Д. Сушильные установки. Госэнергоиздат, 1952.

52. Журнал «Холодильная техника» № 7, 8 и 9 за 1968 г.

53. Чернобыльский И. И., Кремнев О. А., Чавдаров А. С. Теплоиспользующие установки для кондиционирования воздуха. Киев, Изд-во АН УССР, 1958.

54. Экспресс-информация (отечественный опыт). ЦНИИС АС и А СССР, 1961, № 19—20.

55. Bauman A. «Kühlung und Entfeuchtung von Raumluft insbesondere nach dem Lüftexpansionsprozees». Zeitschrift für die gesamte Kälte — Industrie, vol. 37, Heft, 1930.

56. The Heating Ventilating Engineering Journal of Air Conditioning, 1955. v. XXIX, N 342, p. 299.

57. Lewis. Trans. Amer. Soc. Mech. Eng., 44, 323, 1922.

58. Renz W. and Marschall W. Evaporation from drops. Chemical Engineering Progress, March 1952.

59. School of Mechanical Engineering and the Division of Engineering, Oklahoma Agricultural and Technical Colledge, «Refrigerating Engineering», 1953—1957.

60. Trane Air Conditioning Manual Instruction for using the Trane Air Conditioning Ruler.

ПОПРАВКИ

Формула I-7' на стр. 8 имеет следующий вид:

$$d = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{в}}} \cdot 1000 = \frac{\mu_{\text{п}} \rho_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}} \rho_{\text{в}}} \cdot 1000 \text{ [г/кг сух. возд].}$$

На стр. 246 строки 5 и 6 сверху относятся к концу § 4.

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | Стр. |
|--|------|
| Предисловие | 3 |
| <i>Глава I.</i> Термодинамические свойства влажного воздуха | 5 |
| § 1. Основные параметры влажного воздуха | 5 |
| § 2. $I-d$ -диаграмма влажного воздуха | 12 |
| § 3. Изображение изменения состояния влажного воздуха на $I-d$ -диаграмме | 16 |
| § 4. Характерные случаи изменения состояния влажного воздуха и изображение их на $I-d$ -диаграмме | 18 |
| § 5. Угловой масштаб на $I-d$ -диаграмме | 22 |
| § 6. Влияние знака числителя и знаменателя углового коэффициента на направление луча процесса | 23 |
| § 7. Транспортир углового масштаба | 25 |
| § 8. Изображение на $I-d$ -диаграмме процессов смешивания различных количеств воздуха, имеющих разные параметры | 27 |
| § 9. Определение влажности воздуха | 31 |
| § 10. Психрометрическая диаграмма | 43 |
| <i>Глава II.</i> Тепло- и массообмен при фазовых превращениях | 56 |
| § 1. Основные понятия о тепло- и массообмене при испарении жидкости | 56 |
| § 2. Основные критериальные уравнения тепло- и массообмена | 59 |
| § 3. Зависимость температуры поверхности испаряющейся жидкости от гидродинамических и температурных условий | 66 |
| § 4. Некоторые особенности тепло- и влагообмена при непосредственном контакте воздуха с поверхностью жидкости | 70 |
| § 5. Примеры расчета процессов тепло- и массообмена | 73 |
| <i>Глава III.</i> Графоаналитический метод расчета воздухообмена в помещениях с избытками тепла и влаги | 80 |
| § 1. Выделение тепла и влаги в помещениях | 80 |
| § 2. Выделение вредных паров, газов и пыли в помещении | 94 |
| § 3. Вывод выражения углового коэффициента луча процесса изменения состояния воздуха в помещениях с избытками тепла и влаги; определение воздухообмена | 96 |
| § 4. Расчетные параметры наружного и внутреннего воздуха при общеобменной вентиляции | 102 |
| § 5. Графический метод расчета воздухообмена при применении рециркуляции | 104 |
| § 6. Основные понятия о вентиляции промышленных цехов с выделением тепла и влаги | 110 |
| § 7. Графический расчет воздухообмена в промышленных цехах при подаче воздуха в рабочую зону и удалении его из верхней зоны | 112 |

| | |
|---|------------|
| § 8. Графический расчет воздухообмена для цехов, имеющих охлаждающиеся перекрытия | 115 |
| § 9. Графоаналитический расчет воздухообмена для двух сообщающихся помещений с различной степенью загрязненности воздуха в них | 120 |
| § 10. Применение психрометрической диаграммы для расчета воздухообмена в помещениях с избыточным теплом и влагой | 126 |
| Глава IV. Основные понятия о кондиционировании воздуха | 128 |
| § 1. Особенности тепловлажностной обработки воздуха в летний и зимний периоды | 128 |
| § 2. Методы охлаждения и нагревания, осушения и увлажнения воздуха, используемые в технике кондиционирования | 130 |
| § 3. Основное уравнение теплообмена при непосредственном контакте воздуха с водой | 134 |
| § 4. Дифференциальное уравнение изменения состояния воздуха при непосредственном контакте его с водой | 137 |
| § 5. Область возможных изменений состояния воздуха при непосредственном контакте его с водой при различных ее температурах | 140 |
| § 6. Форсуночные кондиционеры | 142 |
| § 7. Форсунки | 145 |
| § 8. Сепараторы | 153 |
| § 9. Форсуночные камеры | 153 |
| § 10. Фильтры для воды | 157 |
| § 11. Насосные установки и принципиальные схемы водяной сети | 160 |
| § 12. Фильтры для очистки воздуха от пыли | 162 |
| § 13. Калориферы | 164 |
| § 14. Поверхностные воздухоохладители | 166 |
| Глава V. Построение на $I-d$-диаграмме основных процессов кондиционирования воздуха | 173 |
| § 1. Основные предпосылки к выбору способа обработки воздуха и построению процессов кондиционирования на $I-d$ -диаграмме | 173 |
| § 2. Расчетные параметры внутреннего и наружного воздуха для установок кондиционирования | 174 |
| § 3. Использование адиабатического процесса испарения для снижения температуры приточного воздуха в летний период (неполное кондиционирование) | 176 |
| § 4. Построение на $I-d$ -диаграмме и психрометрической диаграмме основных процессов охлаждения и осушения воздуха в летний период (полное кондиционирование) | 184 |
| Прямоточная схема обработки воздуха с применением второго подогрева | 184 |
| Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией и вторым подогревом | 187 |
| Схема обработки воздуха с первой и второй рециркуляцией | 191 |
| § 5. Построение на $I-d$ -диаграмме процессов увлажнения и нагревания воздуха в зимний период | 197 |
| Прямоточная схема обработки воздуха | 197 |
| Схема обработки воздуха с первой рециркуляцией | 200 |
| Схема обработки воздуха с применением первой и второй рециркуляции | 207 |

| | |
|--|-----|
| Глава VI. Расчет устройств для тепловлажностной обработки воздуха в установках кондиционирования | 212 |
| § 1. Расчет форсуночных камер | 212 |
| § 2. Расчет форсуночных камер с помощью коэффициента эффективности (метод НИИ сантехники) | 218 |
| § 3. Метод расчета форсуночных камер по относительным изменениям теплосодержания и температур обрабатываемого воздуха | 226 |
| § 4. Понятие о методе расчета форсуночных камер с использованием объемных коэффициентов тепло- и массообмена | 244 |
| § 5. Воздухоохладители с орошаемой насадкой | 246 |
| § 6. Гладкотрубные поверхностные воздухоохладители | 252 |
| § 7. Расчет оригинальных конструкций оребренных поверхностных воздухоохладителей | 259 |
| § 8. Расчет поверхностных оребренных неорошаемых воздухоохладителей по методу Е. Е. Карписа | 268 |
| § 9. Расчет поверхностных орошаемых воздухоохладителей | 274 |
| Глава VII. Некоторые разновидности тепловлажностной обработки воздуха | 276 |
| § 1. Система доувлажнения воздуха непосредственно в помещении | 276 |
| § 2. Увлажнение воздуха паром | 283 |
| § 3. Процесс обработки воздуха перегретой водой | 285 |
| § 4. Двухступенчатое (прямое и косвенное) испарительное охлаждение воздуха | 287 |
| § 5. Совмещенная схема испарительного охлаждения воздуха | 306 |
| § 6. Пенные аппараты | 311 |
| § 7. Осушение воздуха абсорбцией с помощью жидких влагопоглощающих веществ | 312 |
| § 8. Осушение воздуха адсорбцией с помощью твердых влагопоглощающих веществ | 322 |
| Глава VIII. Источники холода в установках кондиционирования воздуха | 335 |
| § 1. Общие сведения | 335 |
| § 2. Естественные источники холода | 337 |
| § 3. Компрессионные холодильные установки | 342 |
| § 4. Воздушные холодильные машины | 350 |
| § 5. Абсорбционные холодильные установки | 356 |
| § 6. Пароэжекторные холодильные машины | 357 |
| Глава IX. Системы кондиционирования воздуха | 359 |
| § 1. Приближенная классификация систем кондиционирования воздуха | 359 |
| § 2. Центральные системы кондиционирования воздуха | 360 |
| § 3. Системы кондиционирования воздуха с местными неавтономными кондиционерами и центральными источниками тепла и холода | 375 |
| § 4. Смешанные системы кондиционирования воздуха | 384 |
| § 5. Системы кондиционирования воздуха с автономными кондиционерами | 394 |
| Глава X. Некоторые разновидности устройства систем кондиционирования воздуха | 409 |
| § 1. Использование систем лучистого потолочного отопления для охлаждения помещений в летнее время | 409 |

| | |
|--|------------|
| § 2. Охлаждение помещений ночным воздухом | 414 |
| § 3. Установки искусственного климата для кабин машинистов кранов в горячих цехах | 415 |
| § 4. Системы кондиционирования воздуха с воздушными холодильными машинами | 421 |
| Глава XI. Общие понятия о регулировании установок кондиционирования воздуха | 432 |
| § 1. Причины, вызывающие необходимость регулирования установок кондиционирования воздуха | 432 |
| § 2. Система автоматического регулирования | 433 |
| § 3. Анализ процессов регулирования с помощью $I-d$ -диаграммы | 435 |
| ПРИЛОЖЕНИЯ | 442 |
| Приложение I. Свойства влажного воздуха | 442 |
| Приложения IIа и IIб. $I-d$ -диаграммы (вкладка) | |
| Приложения IIв и IIг. Транспортиры углового масштаба (вкладка) | |
| Приложение III. Физические параметры сухого воздуха (при $P_0 = 760$ мм рт. ст.) | 445 |
| Приложение IV. Расчетные параметры наружного воздуха (по СНиП II-Г 7-62) | 446 |
| Приложение V. Параметры холодильных компрессоров одноступенчатого сжатия [Л.52] | 448 |
| Приложение VI. Международная система единиц (СИ) по ГОСТ 9867-61 | 450 |
| Приложение VII. Таблица перевода единиц измерения из системы МКГСС в систему СИ | 452 |
| Литература | 453 |

Алексей Владимирович НЕСТЕРЕНКО

**ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТОВ
ВЕНТИЛЯЦИИ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА**

Редактор *А. П. Мартынов*

Художественный редактор *Н. К. Гугоров*

Техн. редактор *Л. А. Муравьева*

Корректор *С. Ж. Алеева*

Переплет художника *Л. М. Чернышева*

Т-17267 Сдано в набор 18/VI-70 г. Подп. к печ. 16/XII-70 г.
Формат 60×90^{1/16} Объем 28,75 печ. л.+2 вкл. 0,31 печ. л.
+3 вкладки 1,14 печ. л. 29,96 уч.-изд. л. Изд. № Стр—158
Тираж 23 000 экз. Цена 1 руб. 23 коп. Зак. 1264
План выпуска литературы издательства «Высшая школа»
(вузы и техникумы) на 1970 г. Позиция № 327
Москва, К-51, Неглинная ул., д. 29/14,
Издательство «Высшая школа»

Московская типография № 8 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР,
Хохловский пер., 7.