6П9.2
С65

УДК 677 : 696/697

Рецензент докт. техн. наук *В. Н. Талиев*

Сорокин Н. С.

С65 Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха на текстильных предприятиях. Изд. 5-е, перераб. и доп. Учебник. М., «Легкая индустрия», 1974 г.

328 с.

В учебнике излагаются основные вопросы вентиляции, отопления и кондиционирования воздуха на текстильных предприятиях. Освещены вопросы теплового баланса в рабочих залах, тепло- и влагообмена между воздухом и водой. Приведены расчет установок для кондиционирования воздуха, автоматическое регулирование этих установок, основные элементы отопительных систем, а также устройство и особенности систем вентиляции, увлажнения и кондиционирования воздуха на текстильных предприятиях.

Настоящее издание отличается от четвертого, вышедшего в 1965 г., тем, что в нем отражены новые конструкции установок для кондиционирования воздуха.

Книга предназначается в качестве учебника для студентов высших учебных заведений текстильной промышленности.

6П9.2

С $\frac{\text{03162—000}}{\text{036(01)—74}}$ 000—74

© Издательство «Легкая индустрия», 1974

ПРЕДИСЛОВИЕ

XXIV съезд КПСС определил главную задачу девятой пятилетки: обеспечить значительный подъем материального уровня жизни советского народа на основе высоких темпов развития и повышения эффективности социалистического производства.

Повышение эффективности производства на предприятиях текстильной промышленности связано с улучшением условий труда, в частности, с улучшением систем вентиляции, отопления и кондиционирования воздуха в цехах. Эти вопросы подробно рассмотрены в данном учебнике.

Пятое издание учебника существенно переработано по сравнению с четвертым, однако методическое построение учебника осталось без изменения.

Размерность величин в книге принята по Международной системе единиц СИ, за исключением измерения теплового потока, который исчисляется в килоджоулях в час (кДж/ч), а не в ваттах (Вт), как это следует по системе СИ. Такое отступление обусловлено расчетами установок для кондиционирования воздуха, так как в данном случае за единицу времени принимается час, а не секунда. По тем же причинам для упрощения расчетов температура приведена в градусах Цельсия, а размерность парциальных давлений принята в мм рт. ст.

Глава XVII «Автоматическое регулирование установок для кондиционирования воздуха» написана заново доц. М. М. Ратмановым.

Автор выражает сердечную благодарность доктору технических наук, проф. В. Н. Талиеву за ценные указания и замечания, сделанные при просмотре рукописи. Автор также весьма признателен инж. О. И. Куварзиной за помощь при подготовке рукописи.

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ВЕНТИЛЯЦИИ, ОТОПЛЕНИЮ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЮ ВОЗДУХА НА ТЕКСТИЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Глава I

ФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ВОЗДУХА

В системах кондиционирования воздух, как правило, обрабатывают, т. е. в зависимости от потребности нагревают, охлаждают, увлажняют или осушают. Воздух при этом меняет свои физические свойства.

Остановимся на основных понятиях, характеризующих физические свойства воздуха.

1. Состав воздуха

Окружающая нас атмосфера состоит из сухого воздуха и водяного пара. Сухой атмосферный воздух представляет собой смесь нескольких газов (табл. 1).

Таблица 1

Состав атмосферного воздуха

Составные части	Химическое обозначение	Содержание в %	
		по массе	по объему
Кислород	O_2	23,10	20,90
Азот	N_2	75,55	78,13
Аргон	Ar	1,30	0,94
Углекислота *	CO_2	0,05	0,03

* В населенных местах содержание углекислоты по объему достигает 0,04% и выше.

Воздух в природе не бывает сухим; он всегда влажен, т. е. содержит водяной пар, количество которого непостоянно как в абсолютных, так и в относительных цифрах.

Сухой воздух и водяной пар при температуре от —30 до +150° С подчиняются законам для идеальных газов.

2. Давление воздуха

Давление воздуха в технике обычно выражается в атмосферах. Атмосферное давление $p_б$, называемое также барометрическим, по закону Дальтона представляет собой сумму парциальных давлений сухого воздуха $p_в$ и водяного пара $p_п$, т. е.

$$p_б = p_в + p_п. \quad (1)$$

Различают: физическую атмосферу (атм), равную 10 333 кгс/м², или 1,0333 кгс/см², и техническую атмосферу (ат), равную 10 000 кгс/м², или 1 кгс/см². Давление может быть также выражено высотой столба какой-либо жидкости, масса которой уравновешивает это давление. Эту высоту часто называют напором.

Физическая атмосфера уравновешивается массой столба ртути высотой 760 мм или водяного столба высотой 10 333 мм, а техническая — соответственно 735,6 мм рт. ст. или 10 000 мм вод. ст.

В вентиляционно-отопительной технике приходится иметь дело с небольшими давлениями, поэтому за единицу измерения принимается давление в 1 кгс/м², что в 10 000 раз меньше технической атмосферы.

В системе СИ (система интернациональная) за единицу измерения давления принят 1 Н/см² и 1 Н/м²*, при этом 1 Н/м² соответствует 0,102 кгс/м², или округленно 0,1 кгс/м², а 1 кгс/м² — соответственно 10 Н/м².

Давление 1 кгс/м² уравновешивается 1 мм вод. ст., а 1 Н/м² соответствует 0,1 мм вод. ст.

3. Температура воздуха

Температура воздуха показывает степень его нагрева. В технике для измерения температуры воздуха t, как правило, пользуются термометрами со стоградусной шкалой (шкала Цельсия), реже — с абсолютной шкалой (шкала Кельвина). При этом абсолютные температуры T отсчитываются от абсолютного нуля, лежащего ниже точки таяния льда на 273° С. Следовательно,

$$T = (t + 273)° K. \quad (2)$$

4. Влажность воздуха

Рассмотрим основные понятия, характеризующие влажность воздуха.

Абсолютной влажностью воздуха $\rho_п$ называется количество водяного пара в граммах, содержащегося в 1 м³ влажного воздуха. Так как по закону Дальтона в 1 м³ влажного воздуха содержится 1 м³ водяного пара, то, следовательно, абсолютная влажность представляет собой массу единицы объема водяного пара, т. е. его плотность в г/м³. В метеорологии абсолютную влажность

* Н/м² равен Па.

воздуха обычно определяют не плотностью пара в г/м³, а как парциальное давление водяного пара $p_п$, выраженное в мм рт. ст.

Абсолютную влажность в насыщенном состоянии называют *влагоемкостью 1 м³ воздуха* и обозначают $\rho_{нас}$ или $p_{нас}$.

Наряду с понятием абсолютной влажности часто пользуются понятием влагосодержания воздуха.

Влагосодержанием воздуха d называется количество водяного пара в граммах, приходящегося на 1 кг сухого воздуха. Понятием влагосодержания воздуха удобно пользоваться при расчетах; в этом случае, переходя от одной температуры и влажности воздуха к другим, не надо вводить поправок на изменение объема и массы воздуха.

Найдем математическое выражение влагосодержания воздуха, для чего напишем уравнения Клапейрона — Менделеева для пара и воздуха:

$$P_п v_п = R_п T, \tag{3}$$

$$P_в v_в = R_в T, \tag{4}$$

где $P_п$ — парциальное давление водяного пара в Н/м²;
$P_в$ — парциальное давление сухого воздуха в Н/м²;
$v_п$ — удельный объем водяного пара в м³/Н;
$v_в$ — удельный объем воздуха в м³/Н;
$R_п$ — газовая постоянная водяного пара, равная 47,0 м/град;
$R_в$ — газовая постоянная воздуха, равная 29,27 м/град.

Из уравнений (3) и (4) получим

$$P_п = \frac{1}{v_п} R_п T = \gamma_п R_п T, \tag{5}$$

$$P_в = \frac{1}{v_в} R_в T = \gamma_в R_в T, \tag{6}$$

где $\gamma_п$ — удельный вес водяного пара в Н/м³;
$\gamma_в$ — удельный вес воздуха в Н/м³.

Разделив уравнение (5) на уравнение (6), получим

$$\frac{P_п}{P_в} = \frac{\gamma_п R_п}{\gamma_в R_в} = \frac{\rho_п}{\rho_в} \frac{R_п}{R_в}. \tag{7}$$

Заменим

$$\frac{P_п}{P_в} = \frac{p_п}{p_в},$$

где $p_п$, $p_в$ — парциальные давления водяного пара и воздуха в мм рт. ст.

Такая замена практически удобна тем, что исчисление парциальных и барометрических давлений обычно ведется в мм рт. ст.

Заметим, что $\frac{\rho_п}{\rho_в}$ представляет собой количество водяного пара в кг, приходящегося на 1 кг сухого воздуха, т. е. $\frac{d}{1000}$.

Тогда из уравнения (7) получим

$$\frac{d}{1000} = \frac{R_в p_п}{R_п p_в} = \frac{29{,}27 p_п}{47{,}0 p_в} = 0{,}623 \frac{p_п}{p_в}$$

или

$$d = 623 \frac{p_п}{p_в}.$$

Но из уравнения (1)

$$p_в = p_б - p_п. \tag{8}$$

Тогда

$$d = 623 \frac{p_п}{p_б - p_п}. \tag{9}$$

Влагосодержание 1 кг воздуха в насыщенном состоянии называется *влагоемкостью 1 кг воздуха* и обозначается $d_{нас}$.

Если рассматривать влагоемкость 1 кг воздуха как частный случай его влагосодержания в состоянии насыщения, то, пользуясь формулой (9), можно написать

$$d_{нас} = 623 \frac{p_{нас}}{p_б - p_{нас}}. \tag{10}$$

Как видно из данных табл. I приложения, с повышением температуры воздуха $p_{нас}$ резко возрастает, следовательно, с повышением температуры влагоемкость воздуха увеличивается, а с повышением барометрического давления уменьшается.

Относительной влажностью воздуха называется отношение его абсолютной влажности к влагоемкости воздуха:

$$\varphi = \frac{\rho_п}{\rho_{нас}} \quad 100, \tag{11}$$

где φ — относительная влажность воздуха в %;

$\rho_п$ — абсолютная влажность воздуха в г/м³.

$\rho_{нас}$ — влагоемкость воздуха в г/м³.

Иногда относительную влажность воздуха выражают в виде правильной дроби:

$$\varphi = \frac{\rho_п}{\rho_{нас}}. \tag{11а}$$

Напишем уравнение Клапейрона — Менделеева для пара в действительном (ненасыщенном) и насыщенном состоянии:

$$P_п = \gamma_п R_п T,$$

$$P_{нас} = \gamma_{нас} R_п T,$$

где $\gamma_п$ — удельный вес водяного пара в ненасыщенном состоянии в Н/м³;

$\gamma_{нас}$ — удельный вес водяного пара в насыщенном состоянии в Н/м³.

При делении этих уравнений одно на другое получим

$$\varphi = \frac{\gamma_п}{\gamma_{нас}} = \frac{\rho_п}{\rho_{нас}} = \frac{P_п}{P_{нас}} = \frac{p_п}{p_{нас}} \qquad (12)$$

Таким образом, под относительной влажностью воздуха можно понимать также отношение парциального давления водяного пара в действительном (ненасыщенном) состоянии к парциальному давлению водяного пара в насыщенном состоянии при той же температуре. В то же время следует отметить, что

$$\frac{d}{d_{нас}} \neq \varphi. \qquad (12а)$$

В этом легко убедиться, если подставить в выражение 12а значения d и $d_{нас}$ из формул 9 и 10.

5. Теплосодержание (энтальпия) воздуха

Теплосодержанием влажного воздуха называется количество тепла, приходящегося на 1 кг сухого воздуха. Теплосодержание часто называют также *энтальпией.*

Рассматривая влажный воздух как паро-воздушную смесь, легко видеть, что его теплосодержание будет складываться из теплосодержания сухого воздуха и теплосодержания водяного пара. Теплосодержание сухого воздуха при $t=0°$ С условно принимается за нулевое. Если же воздух имеет температуру t и влагосодержание d, то его теплосодержание i выразится уравнением

$$i = c_в t + rd + c_п td \text{ кДж/кг}, \qquad (13)$$

где $c_в = 1$ — теплоемкость 1 кг воздуха при постоянном давлении, т. е. количество тепла в килоджоулях, потребное для нагревания 1 кг воздуха на 1° С;

$r = 2{,}5$ — скрытое тепло испарения 1 г воды при 0° С в кДж/г водяного пара;

$c_п = 0{,}00184$ — теплоемкость 1 г водяного пара при постоянном давлении в кДж/г · град.

Подставляя в формулу (13) численные значения $c_в$, r и $c_п$, получим

$$i = t + 2{,}5d + 0{,}00184td \text{ кДж/кг}. \qquad (13а)$$

Теплосодержание воздуха, связанное с изменением его температуры (1-й и 3-й члены уравнения 13а), называют *явным теплосодержанием*, а теплосодержание, не связанное с изменением температуры (2-й член),— *скрытым теплосодержанием.*

6. Построение $i - d$-диаграммы

Для упрощения расчетов и наглядного изображения физических процессов изменения состояния влажного воздуха в современной технике получила широкое применение $i - d$-диаграмма,

предложенная проф. Л. К. Рамзиным. Эта диаграмма представляет собой графическую связь параметров t, d, i и φ влажного воздуха.

$I-d$-диаграмма построена в косоугольной системе координат с углом между осями $\alpha=135°$ (рис. 1).

На вспомогательной горизонтальной оси Od в некотором масштабе (на рис. 1, а также $i-d$-диаграмме I и II приложений 10 мм соответствуют 1 г/кг сухого воздуха) отложены величины влагосодержания. Через полученные точки проведены вертикали, представляющие собой линии постоянного влагосодержания. По оси ординат в масштабе 5 мм, равной 1 кДж/кг сухого воздуха, отложены величины теплосодержания, причем вверх от точки O нанесены положительные, а вниз — отрицательные значения теплосодержания. Через полученные точки проведены линии постоянного теплосодержания, идущие под углом 135° к линиям $d=\text{const}$.

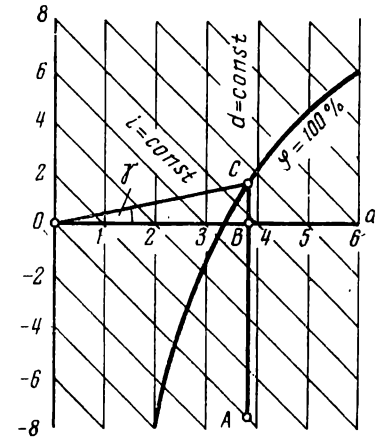


Рис. 1. Схема построения $i-d$-диаграммы

В результате пересечения указанных линий получается сетка, состоящая из ряда параллелограммов. В этой координатной сетке строят линии постоянных температур (изотермы) и линии постоянных относительных влажностей.

Если в уравнении (13) принять $t=\text{const}$, то оно будет изображать прямую линию; значит, изотермы — прямые линии и могут быть построены по двум точкам.

Построим сначала изотерму $t=0$, для чего возьмем два крайних состояния воздуха: сухой $\varphi=0\%$ и насыщенный $\varphi=100\%$. Если $t=0$, $\varphi=0$ и $d=0$, то $i=0$; отсюда следует, что нулевая изотерма должна пройти через начало координат.

Пусть теперь $\varphi=100\%$. Из данных табл. I приложения находим, что при $t=0$ $p_{\text{нас}}=4{,}579$ мм рт. ст.; из формулы (10)

$$d_{\text{нас}}=623\frac{p_{\text{нас}}}{p_{\text{б}}-p_{\text{нас}}}=623\frac{4{,}579}{745-4{,}579}=3{,}86 \text{ г/кг}.$$

Барометрическое давление принято равным 745 мм рт. ст. Эта величина характерна для центральных районов СССР, расположенных на высоте около 200 м над уровнем моря.

При $t=0$ и $d_{\text{нас}}=3{,}86$ г/кг теплосодержание воздуха $i_{\text{нас}}=2{,}5\cdot 3{,}86=9{,}65$ кДж/кг.

В системе координат i, d по полученным данным находим две точки: O и $в$; соединив их прямой линией, получаем изотерму $t=0$ (см. $i-d$-диаграмму I приложения).

Определим угол наклона γ нулевой изотермы к оси абсцисс Od. Из прямоугольного треугольника OCB находим тангенс угла наклона:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{CB}{OB}, \tag{14}$$

но

$$CB = AC - AB.$$

Далее заменим геометрические отрезки физическими величинами:

$$OB = dm_d, \quad AB = OB = dm_d,$$
$$AC = 2{,}5dm_i, \quad CB = 2{,}5dm_i - dm_d,$$

где m_i — масштаб диаграммы по теплосодержанию;
m_d — масштаб диаграммы по влагосодержанию.

Подставляя в формулу (15) полученные величины, найдем

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{2{,}5dm_i' - dm_d}{dm_d} = 2{,}5\frac{m_i}{m_d} - 1.$$

Зная, что

$$\frac{m_i}{m_d} = \frac{5}{10} = 0{,}5,$$

получим

$$\operatorname{tg}\gamma = 2{,}5 \cdot 0{,}5 - 1 = 0{,}25,$$

отсюда

$$\gamma \cong 4°.$$

Аналогичным путем строят и другие изотермы.

Из построения изотерм следует, что правые точки их соответствуют насыщенному состоянию воздуха, т. е. $\varphi = 100\%$. Соединив эти точки кривой, получим кривую $\varphi = 100\%$. Вся область диаграммы, лежащая выше этой кривой, характеризует состояние воздуха, не насыщенного водяными парами.

Построим кривую при $\varphi = 95\%$. Предположив, что $t = 0$, найдем влагосодержание d воздуха из выражения (9):

$$d = 623\frac{p_п}{p_б - p_п} = 623\frac{0{,}95p_{нас}}{p_б - 0{,}95p_{нас}} =$$
$$= 623\frac{0{,}95 \cdot 4{,}579}{745 - 0{,}95 \cdot 4{,}579} = 3{,}66 \text{ г/кг сухого воздуха.}$$

По координатам $t = 0$ и $d = 3{,}66$ г/кг находим на i—d-диаграмме I приложения соответствующую точку. Тем же путем определяем все другие точки для $\varphi = 95\%$ при температуре от —30 до +40° С. Соединив найденные точки, получим кривую $\varphi = 95\%$. Очевидно, что и другие кривые $\varphi = \text{const}$ можно построить таким же способом.

Приведем несколько примеров применения i—d-диаграммы.

Пример 1. Найти влагосодержание и теплосодержание воздуха при $t = 20°$ С и $\varphi = 63\%$.

Находим на i—d-диаграмме *II* приложения точку A_0, характеризующую заданное состояние воздуха. Эта точка должна находиться на пересечении изотермы $t=20°$ С с кривой $\varphi=63\%$. Замечаем, что точка A_0 находится между линиями *8* и *9* постоянного влагосодержания. Легко видеть, что

$$d = 8 + \frac{A_0C_0}{m_d}.$$

Непосредственным измерением отрезков на диаграмме находим, что $A_0C_0 = 9$ мм, тогда

$$d = 8 + \frac{9}{10} = 8{,}9 \text{ г/кг сухого воздуха.}$$

Таким же образом находим теплосодержание воздуха. Точка A_0, характеризующая теплосодержание воздуха, находится между линиями *44* и *46* постоянного теплосодержания, следовательно,

$$i = 44 + \frac{A_0D_0}{m_i} = 44 + \frac{5}{5} = 45{,}0 \text{ кДж/кг сухого воздуха.}$$

Пример 2. Начальное состояние воздуха $t_н = 22°$ С, $\varphi_н = 55\%$. Какова будет относительная влажность этого воздуха, если его нагреть до 29° С?

Находим на i—d-диаграмме *II* приложения точку B_0, характеризующую начальное состояние воздуха. Так как по условию задачи воздух только нагревается и не увлажняется, то процесс изменения состояния воздуха на диаграмме пойдет от точки B_0 вверх по линии $d=\text{const}$, т. е. по вертикали до пересечения с заданной изотермой $t=29°$ С. Очевидно, точка E_0 соответствует новому состоянию воздуха с относительной влажностью 36%.

Пример 3. Для воздуха, имеющего $t=31°$ С и $\varphi=65\%$, найти точку росы, т. е. температуру, при которой начинается конденсация влаги из воздуха.

Находим на $i-d$-диаграмме *II* приложения точку F_1, характеризующую данное состояние воздуха. Процесс охлаждения воздуха около холодной поверхности до начала конденсации должен идти при неизменном влагосодержании. Иными словами, рассматриваемый процесс пойдет из точки F_1 вниз по линии $d=\text{const}$ до пересечения с кривой $\varphi=100\%$. Точка пересечения F_0 соответствует началу конденсации, т. е. точке росы. В нашем случае $t_р=23°$ С.

Глава II

ИЗМЕРЕНИЕ ВЛАЖНОСТИ ВОЗДУХА

1. Психрометры

На фабриках относительная влажность воздуха обычно измеряется психрометрами. Теоретическое обоснование принципа психрометрии впервые было сделано русским академиком Г. В. Рихманом — ближайшим сотрудником М. В. Ломоносова.

Психрометр Августа. Этот психрометр (рис. 2) состоит из двух одинаковых ртутных термометров. Шарик одного термометра (обычно левого) держат сухим, а шарик другого — смоченным, для чего поверхность последнего обертывают марлей или батистом и конец ткани опускают в стаканчик с водой. Благодаря гигроскопичности ткани вода из стаканчика поднимается и смачивает шарик. Вследствие испарения влаги с поверхности шарика мокрого термометра (за счет поглощения тепла из воздуха, иду-

щего на испарение влаги) температура воздуха в пограничном слое с мокрым шариком понижается, поэтому мокрый термометр показывает более низкую температуру, чем сухой. Разность в показаниях сухого и мокрого термометров принято называть *психрометрической разностью*. Очевидно, чем суше воздух, тем интенсивнее испарение с поверхности шарика мокрого термометра и тем больше психрометрическая разность, и наоборот. В частном случае, когда воздух насыщен водяными парами, психрометрическая разность равна нулю и оба термометра показывают одну и ту же температуру.

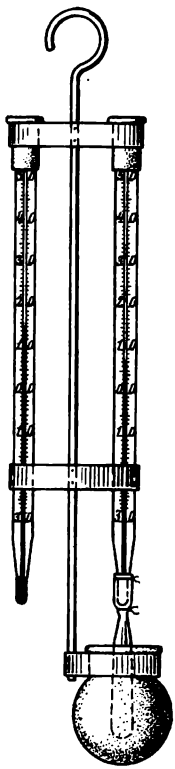


Рис. 2. Психрометр Августа

Зная температуру по сухому термометру $t_с$ и температуру по мокрому термометру $t_м$ можно определить относительную влажность воздуха.

Количество влаги G, испаряющейся с поверхности шарика мокрого термометра, определяют по формуле Дальтона:

$$G = Fc\,(p_{м.\,нас} - p_п)\,\frac{760}{p_б}\ \text{кг/ч}, \qquad (15)$$

где F — поверхность шарика в м²;

c — коэффициент испарения в кг/м²·мм рт. ст.·ч, т. е. количество влаги в кг, испаряющейся с 1 м² поверхности жидкости за час при разности парциальных давлений водяного пара над поверхностью воды и в окружающем воздухе, равной 1 мм рт. ст.;

$p_{м.\,нас}$ — парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии при температуре мокрого термометра в мм рт. ст.;

$p_п$ — парциальное давление водяного пара окружающего воздуха в мм рт. ст.;

760 — нормальное барометрическое давление в мм рт. ст.;

$p_б$ — действительное барометрическое давление в мм рт. ст.

Количество тепла Q_1, потребное на испарение этой влаги,

$$Q_1 = Fcr\,(p_{м.\,нас} - p_п)\,\frac{760}{p_б}\ \text{кДж/ч},$$

где r — скрытая теплота испарения 1 кг воды в кДж/кг при температуре $t_м$.

Количество тепла Q_2, передаваемое от воздуха к мокрой поверхности шарика, по закону Ньютона будет равно

$$Q_2 = Fa\,(t_с - t_м)\ \text{кДж/ч},$$

где a — коэффициент теплоперехода от воздуха к поверхности шарика мокрого термометра в кДж/м²·ч·град.

При этом количеством тепла, выделяющегося водяными парами при их охлаждении с $t_с$ до $t_м$, можно пренебречь вследствие его малости.

Так как тепло, идущее на испарение влаги с шарика мокрого термометра, поглощается из воздуха, то очевидно, что при установившемся состоянии

$$Q_1 = Q_2$$

или

$$Fa\,(t_с - t_м) = Fcr\,(p_{м.\,нас} - p_п)\,\frac{760}{p_б}\,,$$

откуда

$$p_п = p_{м.\,нас} - \frac{a}{cr\,760}\,(t_с - t_м)\,p_б.$$

Обозначая

$$\frac{a}{cr\,760} = A\,\frac{1}{\text{град}}\,, \tag{16}$$

получим

$$p_п = p_{м.\,нас} - A\,(t_с - t_м)\,p_б.$$

Зная $p_п$, легко найти относительную влажность воздуха, воспользовавшись формулой (12):

$$\varphi = \frac{p_п}{p_{с.\,нас}}\;100 = \frac{p_{м.\,нас} - A\,(t_с - t_м)\,p_б}{p_{с.\,нас}} \cdot 100, \tag{17}$$

где $p_{с.\,нас}$ — парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии при температуре сухого термометра в мм рт. ст.

Выражение (17) представляет собой общую психрометрическую формулу. В этой формуле множитель A называется психрометрическим коэффициентом; как следует из формулы (16), в этот коэффициент, кроме постоянных r и 760, входят коэффициенты a и c, зависящие от скорости движения воздуха. Поэтому и психрометрический коэффициент будет также функцией скорости движения воздуха около шарика мокрого термометра.

Значение коэффициента A можно определить по следующей экспериментальной формуле:

$$A = 10^{-5}\left(65 + \frac{6{,}75}{v}\right), \tag{18}$$

где v — скорость движения воздуха около шарика мокрого термометра в м/с.

На рис. 3 графически показано изменение значений коэффициента A в зависимости от скорости v движения воздуха. Из графика видно, что при малых скоростях движения воздуха коэффициент A резко изменяется; при больших скоростях кривая асимптотически приближается к постоянному значению $A = 65 \cdot 10^{-5}$.

Таким образом, для правильного измерения влажности воздуха по психрометру недостаточно знать $t_с$ и $t_м$, надо также знать и скорость движения воздуха около шарика мокрого термометра.

Измерения при малых скоростях движения воздуха всегда будут менее точны, чем при больших скоростях: чем больше скорость движения воздуха, тем более устойчиво значение A и тем точнее получаемые величины влажности воздуха.

Пример 1. Найти относительную влажность воздуха, если $t_с = 25°$ С; $t_м = 20°$ С; скорость движения воздуха $v = 0{,}5$ м/с и $p_б = 745$ мм рт. ст.

Воспользовавшись формулой (18), найдем значение психрометрического коэффициента:

$$A = 10^{-5}\left(65 + \frac{6{,}75}{0{,}5}\right) = 0{,}000785 \text{ 1/град.}$$

Далее определим относительную влажность воздуха по формуле (17), найдя значения парциальных давлений водяного пара из табл. 1:

$$\varphi = \frac{p_{м.\,нас} - A\,(t_с - t_м)\,p_б}{p_{с.\,нас}} = \frac{17{,}533 - 0{,}000785\,(25 - 20)\,745}{23{,}756} \cdot 100 = 61{,}8\%.$$

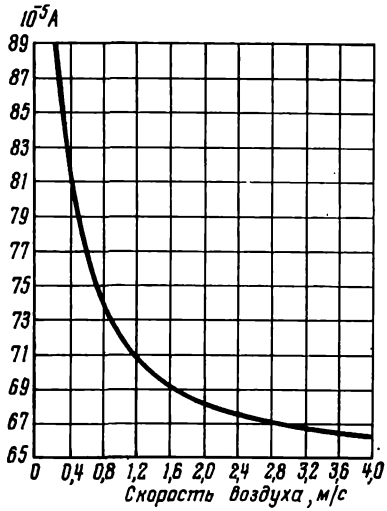


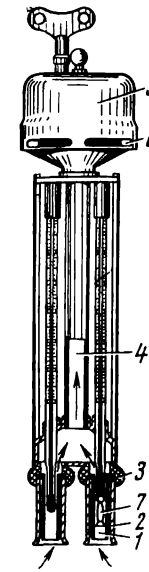
Рис. 3. Кривая изменения психрометрического коэффициента в зависимости от скорости движения воздуха

На правильность показаний психрометра существенное влияние оказывает также способ его ограждения. Применение футляров или других ограждений, препятствующих циркуляции воздуха вокруг шарика мокрого термометра, способствует скоплению около него водяных паров, что затрудняет дальнейшее испарение влаги и тем самым искажает показания термометра.

Точность показаний психрометра значительно повышается, если шарики термометров обдувать воздухом со значительной скоростью. Поэтому для точных измерений пользуются психрометром с обдуваемыми шариками или аспирационным психрометром.

Аспирационный психрометр Ассмана типа М-34. Психрометр состоит из двух термометров, шарики которых помещены в металлические гильзы *1* (рис. 4), которые в свою очередь, заключены (центрично) в трубки *2*. Наружные трубки *2* привернуты к кольцу *3* так, что они не сообщаются с гильзами *1*, а между гильзой *1* и трубкой *2* образуется воздушная прослойка, предохраняющая шарики от действия лучистой теплоты. Гильзы *1* переходят далее в общую трубку *4*, подводящую воздух к вентилятору, установленному в головной части *5* прибора. Вентилятором, приводимым в движение от заводной пружины или маленького электродвигателя, воздух просасывается через гильзы *1* со скоростью около 2,5 м/с в общую трубку *4*, откуда выбрасывается через щели *6* в окружающую среду.

Рис. 4. Аспирационный психрометр Ассмана



При измерении влажности воздуха на один из термометров (обычно правый) надевают чулок 7 из марли или батиста, который смачивают водой из пипетки; после этого заводят (полностью) пружину вентилятора или включают электродвигатель. Спустя 3—4 мин записывают показания обоих термометров (при установившемся состоянии термометров).

Подставив значение психрометрического коэффициента A для аспирационного психрометра (0,000677 при $v=2{,}5$ м/с) в общую психрометрическую формулу и умножив и разделив второй член числителя на 745 (с учетом, что $0{,}000677 \cdot 745 = 0{,}5$), получим

$$\varphi = \frac{p_{\text{м. нас}} - 0{,}5\,(t_{\text{с}} - t_{\text{м}})\,\frac{760}{745}}{p_{\text{с. нас}}}\ 100. \qquad (19)$$

Без большой погрешности можно принять

$$\frac{760}{745} \approx 1.$$

Тогда

$$\varphi = \frac{p_{\text{м. нас}} - 0{,}5\,(t_{\text{с}} - t_{\text{м}})}{p_{\text{с. нас}}}\ 100. \qquad (19а)$$

Чтобы упростить определение влажности воздуха, на практике обычно пользуются психрометрическими таблицами. Эти таблицы составляют для различных скоростей движения воздуха, а следовательно, и значений A. Для определения влажности воздуха в прядильных и ткацких залах более удобно пользоваться психрометрическими таблицами Главной геофизической обсерватории, составленными для $A = 0{,}000795$. Пользуясь этими таблицами и обычным психрометром с открытыми шариками (без футляров), можно определить влажность воздуха с точностью до 2—3%, что для практических целей вполне достаточно (см. табл. II приложения).

Пример 2. Рассмотрим ранее приведенный пример, т. е. пусть $t_{\text{с}} = 25°$ С, а $t_{\text{м}} = 20°$ С.

Находим в верхней горизонтальной строке табл. II приложения температуру по сухому термометру, равную 25° С, а в вертикальной колонке, обозначенной $t_{\text{м}}$ — температуру по мокрому термометру. Рядом с ней читаем показатель искомой относительной влажности воздуха (в %), которая в данном случае составит 61%. Если сравнить полученный результат с данными аналитического подсчета при $v=0{,}5$ м/с, т. е. при скорости воздуха, близкой к той, которая имеется в прядильных и ткацких залах и создается движением машин и вентиляцией, то увидим, что расхождение с ранее найденной величиной составляет 0,8%, что практически не имеет значения.

Для аспирационного психрометра составлены таблицы при $v=2{,}5$ м/с.

Относительную влажность воздуха с достаточной точностью можно найти по i—d-диаграмме.

Пусть даны параметры t_c и $t_м$, замеренные по аспирационному психрометру. При достаточно сильном обдувании мокрого термометра около его поверхности между воздухом и водой произойдет близкий к полному тепло- и влагообмен; следовательно, в пограничной зоне с шариком мокрого термометра установится температура воздуха, равная $t_м$ при $\varphi=100\%$. На i—d-диаграмме это состояние характеризуется точкой g_1 (рис. 5). Так как с поверхности шарика мокрого термометра при установившемся состоянии воздуха влага испаряется за счет теплосодержания воздуха, то, естественно, процесс изменения состояния воздуха пойдет по линии постоянного теплосодержания. Точка g пересечения этой линии с изотермой, соответствующей t_c, характеризует состояние воздуха в данном помещении. Зная положение точки g, легко найти φ.

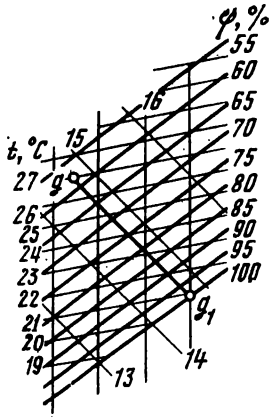


Рис. 5. Определение относительной влажности воздуха по i—d-диаграмме

Если замеры сделаны необдуваемым психрометром, то на показание мокрого термометра делают поправку в зависимости от скорости движения воздуха.

Пример 3. Пусть показания аспирационного психрометра $t_c=27°$ С, а $t_м=21°$ С. Найти φ.

Температура воздуха в слое, граничащем с шариком мокрого термометра, будет равна 21° С при $\varphi=100\%$ (точка g_1 на рис. 5). Проведя из точки g_1 линию $i=\text{const}$ до пересечения с изотермой, равной 27° С, получим точку g. Искомая влажность воздуха будет составлять 58%.

2. Самопишущие приборы для регистрации температуры и влажности воздуха

Рассмотрим еще некоторые приборы, предназначенные для регистрации и автоматической записи температуры и влажности воздуха. К таким приборам относятся термографы и гигрографы.

Термограф М-16А — прибор для непрерывной записи температуры воздуха. Чувствительной частью термографа является изогнутая биметаллическая пластинка *1* (рис. 6), правый конец которой закреплен, а левый свободен. К левому концу пластинки присоединен коленчатый рычажок *2* со стрелкой *3*. При изменении температуры воздуха пластинка изменяет свою кривизну, в связи с чем рычажок *2* поворачивает стрелку *3* относительно оси *4*. Стрелка заканчивается пером *5* в виде ковшичка с медленно сохнущими чернилами. Перо на специальной бумажной ленте, надетой на барабан *6*, вычерчивает кривую изменения температуры. Барабан вращается под действием помещенного внутри него часового механизма. Регулируется прибор винтиком *7*, перемещающим правый конец пластинки *1*.

Гигрограф М-21 — самопишущий прибор, предназначенный для регистрации и непрерывной записи относительной влажности воздуха. В этом приборе чувствительным элементом, реагирующим на изменение влажности воздуха, является пучок обезжиренных человеческих волос *1* (рис. 7), укрепленных в зажимах *2*, из которых один неподвижный, а другой при помощи установочного винта и пружины может перемещаться. Пучок волос в средней

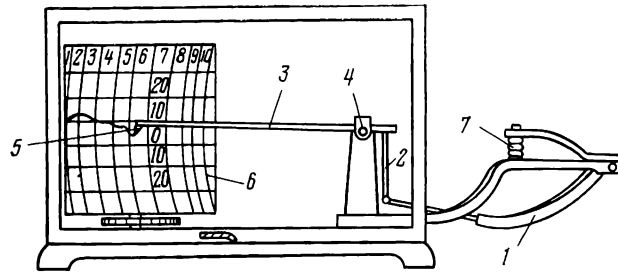


Рис. 6. Схема термографа М-16А

части захватывается крючком *3*, являющимся одним из плеч углового рычага *4*. На другое плечо *5* этого рычага надет противовес *6*, под действием которого происходит натяжение волос *1*. Изогнутая часть плеча *5* рычага *4* давит на правое плечо *7* стрел-

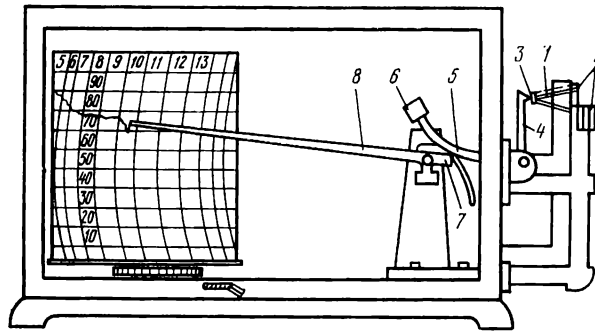


Рис. 7. Схема гигрографа М-21

ки *8*, отклоняя ее в соответствии с изменением длины волос, зависящей от влажности воздуха.

Записывающий часовой механизм этого прибора тот же, что и у термографа. Установочным винтом перо фиксируется на линии ленты, соответствующей влажности воздуха, определенной по аспирационному психрометру.

Оба рассмотренных прибора изготовляют с суточным и недельным заводом.

Самопишущие приборы выгодно отличаются от термометров и психрометров тем, что они действуют автоматически и показывают непрерывное изменение температуры и влажности воздуха.

Одесский технологический институт
им. М. В. Ломоносова
БИБЛИОТЕКА

Глава III

ГИГИЕНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

1. Гигиенические основы вентиляции

Сооружение вентиляционных устройств способствует созданию здоровых условий работы, уменьшению утомляемости работающего и повышению производительности его труда. В связи с этим важно выяснить факторы, влияющие на физическое самочувствие людей.

Правильное освещение этого вопроса впервые было дано в 1884 г. русским ученым И. И. Флавицким, показавшим, что самочувствие человека зависит в основном от метеорологических факторов, т. е. от температуры, влажности и скорости движения воздуха. Что касается изменения состава воздуха, вызываемого дыхательным процессом и некоторым увеличением (в связи с этим) содержания углекислоты, то это изменение, по исследованиям многих гигиенистов, не оказывает заметного влияния на самочувствие людей. Это прежде всего относится к производственным помещениям и, в частности, к текстильным фабрикам, где на одного рабочего приходится значительный объем помещения.

В результате потребления пищи и выполнения работы в человеческом организме образуется тепло, которое затем выделяется в окружающую среду через кожу и в меньшей степени через легкие. Метеорологические условия окружающей среды должны быть таковы, чтобы происходила отдача тепла в количестве, необходимом для нормального состояния человека. Это осуществляется благодаря особому свойству человеческого организма — терморегуляции. Под терморегуляцией понимается способность человека путем увеличения или уменьшения теплообразования и теплоотдачи приспосабливаться к окружающей воздушной среде так, чтобы сохранять постоянство температуры своего тела, которая, как известно, у здорового человека равна в среднем 36,5° С.

Выделение тепла организмом происходит за счет теплоперехода, лучеиспускания и испарения влаги с поверхности кожи. Если температура окружающей среды ниже температуры кожи, то терморегуляция осуществляется главным образом за счет первых двух факторов. При равенстве температур кожи и окружающего воздуха, а также в тех случаях, когда температура кожи ниже температуры воздуха, терморегуляция происходит в результате действия третьего фактора — испарения. Интенсивность испарения с поверхности кожи зависит от влажности и скорости движения воздуха.

При высоких температурах уменьшение влажности воздуха благоприятно влияет на тепловое ощущение человека, так как в менее влажный воздух испаряется больше влаги, и следовательно, теплоотдача организма усиливается. Сочетание высокой температуры и большой влажности воздуха затрудняет процесс

испарения, отдача тепла в результате испарения уменьшается, что приводит к скапливанию тепла в организме.

При низких же температурах увеличение влажности воздуха вызывает большее охлаждение организма, так как влажные кожа и воздух более теплопроводны. Поскольку при низких температурах человек испытывает недостаток тепла, легко прийти к выводу, что повышенная влажность воздуха при низких температурах неблагоприятна для человека.

На теплоотдачу человеческого тела существенное влияние оказывает движение воздуха. В тех случаях, когда температура среды ниже температуры тела, движение воздуха усиливает теплоотдачу и испарение с поверхности кожи. При высоких температурах (свыше 36,5° С) токи воздуха вызывают дополнительный нагрев тела, но в то же время в результате испарения поглощают тепло с поверхности кожи.

Каждый из отмеченных метеорологических факторов может влиять на терморегуляцию, поэтому необходимо учитывать их общее совместное воздействие на самочувствие человека.

В СССР метеорологические условия в рабочей зоне производственных помещений устанавливают в соответствии с санитарными нормами проектирования промышленных предприятий (СН 245—71), учитывающими влияние на человека температуры, влажности воздуха, действия лучистой теплоты и интенсивности работы. Эти нормативы приведены в табл. 2 и 3.

При пользовании данными табл. 2 следует иметь в виду, что все работы по затрате энергии разделяют на три категории.

1. *К категории легких работ* (затраты энергии до 600 кДж/ч) относятся работы, выполняемые сидя, стоя или связанные с ходьбой, не требующие систематического физического напряжения или поднятия и переноски тяжестей. К таким работам можно отнести работы, выполняемые в основных процессах швейного производства, точного приборостроения и машиностроения, полиграфической промышленности, работы контролеров, работников связи, конторские работы и т. п.

2. *К категории работ средней тяжести* (затраты энергии более 600 и до 1000 кДж/ч) относятся работы, связанные с постоянной ходьбой, переноской небольших тяжестей (до 10 кг) и выполняемые стоя (например, работы, выполняемые в основных процессах прядильно-ткацкого производства, в механосборочных и сварочных цехах, в механизированных мартеновских, литейных, прокатных, кузнечных, термических цехах и т. п.).

3. *К категории тяжелых работ* (затраты энергии более 1000 кДж/ч) относятся работы, связанные с систематическим физическим напряжением, а также с постоянными передвижениями и переноской значительных (более 10 кг) тяжестей (в кирпичных цехах с ручной ковкой, литейных цехах с ручной набивкой и заливкой опок и т. п.).

Нормируемые метеорологические условия и чистота воздуха в помещениях должны обеспечиваться в пределах расчетных

Таблица 2

Нормы метеорологических параметров воздуха в рабочей зоне производственных помещений на постоянных рабочих местах и вне рабочих мест

Категория работы	Параметры воздуха для холодного и переходного периода года (температура наружного воздуха ниже 10° С)						
	оптимальные				допускаемые		
	температура воздуха на рабочих местах t в °С	относительная влажность φ в %	скорость воздуха v в м/с (не более)	t в °С	φ в % (не более)	v в м/с (не более)	t в °С вне рабочих мест
Легкая	20—22	60—30	0,2	17—22* / 17—24	75	0,3—0,5	15—22 / 15—26
Средней тяжести	17—19	60—30	0,3	15—20 / 16—22	75	0,5	13—20 / 15—24
Тяжелая	16—18	60—30	0,3	13—18 / 13—17	75	0,5	12—18 / 12—19

Продолжение

Категория работы	Параметры воздуха для теплого периода года (температура наружного воздуха 10° С и выше)						
	оптимальные				допускаемые		
	t в °С	φ в %	v в м/с t (не более)	t*** в °С	φ*** в % (не более)	v в м/с	t в °С вне рабочих мест
Легкая	22—25	60—30	0,2—0,5	28	55	0,3—0,5** / 0,3—0,7	Для всех категорий работы не более чем на 3° при незначительных теплоизбытках выше средней температуры наружного воздуха в 13 ч самого жаркого месяца
Средней тяжести	20—23	60—30	0,2—0,5	27 26 25	60 65 70	0,3—0,7 / 0,5—1	
Тяжелая	18—21	60—30	0,3—0,7	24 и ниже	75	0,5—1 / 0,5—1	

* В числителе условных дробей указаны величины для помещений с удельным теплоизбытком, равным 80 кДж/м³·ч и менее, в знаменателе — для помещений с удельным теплоизбытком более 80 кДж/м³·ч.

** Большая скорость движения воздуха соответствует максимальной температуре воздуха, меньшая — минимальной.

*** Для производственных помещений приведенные величины относятся к местностям с расчетной наружной температурой воздуха до 25° С включительно для параметров А. Для местностей с более высокой температурой воздуха следует руководствоваться данными табл. 3.

Таблица 3

Допускаемые метеорологические параметры воздуха в производственных помещениях на постоянных рабочих местах в теплый период года для местностей с расчетной температурой наружного воздуха теплого периода года для параметров А более 25° С

Характеристика помещения	Температура в °С	Относительная влажность в %
Производственные помещения; характеризуемые незначительными избытками явного тепла (80 кДж/м³·ч и менее)	Не более чем на 3° выше расчетной температуры теплого периода года для параметров А, но не более 31°	При температуре воздуха в °С: 31 не более 55 30 » » 60 29 » » 65 28 » » 70 27 и ниже не более 75
Производственные помещения, характеризуемые значительными избытками явного тепла (более 80 кДж/м³·ч)	Не более чем на 5° С выше расчетной температуры теплого периода года для параметров А, но не более 33°	При температуре воздуха в °С: 33 не более 55 32 » » 60 31 » » 65 30 » » 70 29 и ниже не более 75
Производственные помещения, в которых по условиям технологии производства требуется искусственное поддержание температуры и относительной влажности воздуха, независимо от величины избытков явного тепла	Не более чем на 2° С выше расчетной температуры теплого периода года для параметров А, но не более 30°	При температуре воздуха в °С: 30 не более 55 29 » » 60 28 » » 65 27 » » 70 26 и ниже не более 75

параметров А, Б и В наружного воздуха согласно строительным нормам и правилам СНиП П-Г.7—62.

Параметры А характеризуются:

для холодного периода года — расчетной зимней температурой (для проектирования вентиляции) и теплосодержанием, соответствующим этой температуре при средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч;

для теплого периода года — теплосодержанием наружного воздуха, более высокое значение которого в данном географическом пункте наблюдается не более 400 ч в год (в среднем по многолетним наблюдениям).

Параметры Б характеризуются:

для холодного периода года — расчетной зимней температурой (для проектирования отопления) и теплосодержанием, соответствующим этой температуре при средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч;

для теплого периода года — теплосодержанием наружного воздуха, более высокое значение которого в данном географическом

пункте наблюдается не более 200 ч в год (в среднем по многолетним наблюдениям).

Параметры В характеризуются:

для холодного периода года — абсолютной минимальной температурой и теплосодержанием воздуха, соответствующим этой температуре и средней относительной влажности воздуха самого холодного месяца в 13 ч;

для теплого периода года — максимальным теплосодержанием воздуха, которое было зарегистрировано наблюдениями за многолетний период в данном географическом пункте.

Таким образом, в установках для кондиционирования воздуха, рассчитанных по параметрам А наружного воздуха, внутренние параметры воздуха в летний период будут выходить за пределы допустимых норм не более 400 ч в год, а при параметрах Б — не более 200 ч в год.

В установках, рассчитанных по параметрам В наружного воздуха, внутренние параметры воздуха будут выдерживаться в пределах норм в течение всего года.

Расчетные параметры А, Б и В наружного воздуха для различных городов Советского Союза приведены в табл. III приложения.

Как уже указывалось, на самочувствие человека большое влияние оказывает подвижность воздуха. Ниже приведены величины допустимых скоростей движения воздуха, при которых он оказывает благоприятное влияние на самочувствие человека; эти величины рекомендованы Всесоюзной государственной санитарной инспекцией (ВГСИ).

Температура воздуха в рабочей зоне в °С	Допускаемая подвижность воздуха в рабочей зоне в м/с
16—20	Не выше 0,25
22—23	0,25—0,3
24—25	0,4—0,6
26—27	0,7—1,0
28—30	1,1—1,3

Из приведенных данных видно, что с повышением температуры скорость воздуха необходимо увеличивать, так как с увеличением скорости воздуха происходит дополнительная отдача тепла человеком в окружающую среду, что компенсирует повышение температуры воздуха.

Данными ВГСИ рекомендуется пользоваться в соответствии с нормативами, приведенными в табл. 2.

Можно считать признанным, что для гигиенической оценки воздушной среды, кроме метеорологического фактора, запыленности и загазованности воздуха, необходимо еще учитывать электрическое состояние воздушной среды, или степень ионизации воздуха.

Ионы разделяются на положительные и отрицательные. Положительные ионы представляют собой атомы, лишенные одного или нескольких электронов. Отрицательные ионы образуются в резуль-

тате присоединения свободных электронов к нейтральным частицам газа.

Ионизация воздуха является униполярной, причем под униполярностью понимается отношение числа положительных ионов к числу отрицательных ионов.

Ионы разделяются также на легкие и тяжелые. Легкие ионы, или аэроионы, представляют собой частицы воздуха, несущие электрические заряды. Тяжелые ионы образуются в результате оседания легких ионов на пылинках или частицах жидкости. Тяжелые ионы могут быть также положительными и отрицательными.

Тяжелые ионы вредны для человека, а легкие отрицательно заряженные ионы оказывают благотворное и целебное действие на организм человека. Какое влияние оказывают положительные ионы, точно еще не установлено.

Наружный воздух всегда содержит известное количество ионов. В горных местностях, на морских побережьях, у водопадов содержание ионов в 1 $см^3$ атмосферного воздуха составляет 2000—3000 с преобладанием отрицательных ионов, т. е. с униполярностью зарядов меньше единицы. В обычных условиях содержание ионов в 1 $см^3$ наружного воздуха равно около 1000.

В помещениях без вентиляции, где находятся люди, происходит быстрое уменьшение числа полезных для человека легких ионов.

2. Технологические основы вентиляции

Вентиляция и кондиционирование воздуха на текстильных предприятиях имеют не только гигиеническое значение и оздоровляют труд, но также оказывают большое влияние на технологический процесс прядения и ткачества.

В вытяжных приборах прядильных машин вследствие трения волокон о вытяжные валики образуются значительные электростатические заряды преимущественно положительного знака. Волокна, заряженные одноименным электричеством, отталкиваются, связь между ними нарушается, что приводит к излишней пушистости пряжи, выпадению волокон из мычки, и в конечном итоге к повышению обрывности. Такие явления происходят при недостаточной относительной влажности воздуха. В то же время излишняя влажность воздуха вызывает налипание волокон на рабочие органы машин.

Оптимальный температурно-влажностный режим в сочетании с надлежащей степенью ионизации воздуха в прядильных залах, создаваемый установками кондиционирования воздуха, способствует нейтрализации электростатических зарядов, снижению обрывности нитей и существенному увеличению производительности технологического оборудования.

В ткацком производстве при недостаточной влажности воздуха происходит подсушка шлихты. Основа становится более хрупкой, в результате чего значительно повышается ее обрывность.

В связи с вышеизложенным на текстильных предприятиях необходимо нормировать температуру и влажность воздуха в цехах не только исходя из гигиенических, но и из технологических соображений. Поэтому в дополнение к общесоюзным нормативам, приведенным в табл. 2 и 3, устанавливаются дополнительные ведомственные нормативы по искусственному климату, учитывающие не только гигиенические, но также и технологические требования. Эти нормативы приведены во втором разделе учебника для различного вида перерабатываемых волокон: хлопка, шерсти, льна, шелка и синтетических волокон.

3. Вредности производства

Работа машин и людей связана с выделением вредностей в производственное помещение.

На текстильных фабриках основные вредности — это пыль, повышенные температура и влажность и вредные (ядовитые) газы.

Пыль. Пылью называются мельчайшие частицы твердого или жидкого вещества, способные витать в газообразной среде. На текстильных фабриках пыль образуется при сортировке и механической обработке волокнистых материалов: хлопка, льна, пеньки, шерсти и др.

По своему составу пыль текстильных фабрик разделяется на органическую и минеральную.

Органическая пыль подразделяется на три разновидности: растительного происхождения — хлопковая, льняная, пеньковая, джутовая и др.; животного происхождения — шелковая, шерстяная; пыль от искусственных волокон.

Микроскопические исследования показали, что в состав названной пыли входят обрывки волокон, шелуха, волоски, грибки, обломки костры и т. п.

Минеральная пыль состоит из мелких частиц почвы, попадающих в волокнистую массу при сборе волокна и при его транспортировке. Мельчайшие частицы волокна асбеста представляют собой также минеральную пыль.

Кроме того, на предприятиях, где обрабатываются крашеные хлопок и пряжа, в значительных количествах выделяется пыль, состоящая из мельчайших частиц краски.

Количество пыли и ее состав в воздухе рабочих помещений различных отраслей текстильной промышленности и на разных стадиях обработки волокна непостоянны (от 2 до 150 мг/м^3) и зависят от стадии обработки, а также вида и сорта обрабатываемого волокна. Наибольшее количество пыли выделяется в цехах первичной обработки сырья, где содержание пыли на 1 м^3 воздуха достигает нескольких десятков и даже сотен миллиграммов. Количество минеральной пыли, загрязняющей волокно, в пыли цехов первичной обработки волокна иногда составляет 70%; в пыли прядильных и ткацких залов содержится небольшое количество минеральной пыли — от 4 до 16%.

Пыль текстильных предприятий нетоксична; однако, находясь в больших количествах в воздухе производственных помещений, она может вызвать гнойничковые заболевания кожи, воспаление слизистой оболочки глаз (конъюнктивит), а также оказать вредное влияние на пищеварительные органы.

Мелкая пыль считается более вредной, чем крупная, так как она легче попадает в дыхательные органы. Размер пылинок определяется в микронах (1 мк = 0,001 мм). На текстильных предприятиях встречается главным образом мелкая пыль размером частиц до 10 мк.

Весьма вредное воздействие на дыхательные пути оказывает кварцевая пыль, содержащая свободную кремниевую кислоту (SiO_2) и вызывающая заболевание — силикоз.

С санитарно-гигиенической точки зрения большое значение имеют предельно допустимые концентрации пыли. Предельно допустимой концентрацией пыли (как и всякой другой вредности) называется максимальное ее содержание, при котором не возникает заметных болезненных явлений в организме человека при длительном воздействии вредности в течение нескольких лет.

По степени воздействия на организм человека вредные вещества согласно санитарным нормам СН 245—61 делятся на четыре класса: класс 1 — вещества чрезвычайно опасные; класс 2 — вещества высоко опасные; класс 3 — вещества умеренно опасные; класс 4 — вещества мало опасные.

В санитарных нормах СН 245—71 предусмотрены следующие предельно допустимые концентрации пыли растительного и животного происхождения в воздухе рабочей зоны:

с примесью двуокиси кремния более 10% (зерновая, древесная, лубяная, хлопчатобумажная, льняная, шерстяная, пуховая и др.) — 2 мг/м^3;

с примесью двуокиси кремния от 2 до 10% — 4 мг/м^3;

с примесью двуокиси кремния менее 2% — 6 мг/м^3.

Из сопоставления этих величин следует, что содержание свободной двуокиси кремния в пыли определяет ее предельно допустимую концентрацию. Поскольку в цехах текстильных фабрик содержание двуокиси кремния редко превышает 10%, предельно допустимую концентрацию пыли для большинства цехов можно считать равной 4 мг/м^3.

Вместе с тем следует отметить отрицательное действие пыли на технологический процесс прядения и ткачества. Пух и пыль, попадая в полуфабрикаты (ровницу, пряжу, ткани) загрязняют их, в результате чего качество изделий снижается. Засоренность пряжи приводит к увеличению ее обрывности.

Пыль, особенно при больших ее скоплениях, представляет большую пожарную опасность.

Повышенная температура. При значительных тепловыделениях машинами, производственной аппаратурой, людьми, солнечной радиацией и другими источниками тепла во многих цехах текстильных фабрик при отсутствии вентиляции или малой ее

мощности температура воздуха повышается до 38° С, а иногда и выше. Повышенная температура затрудняет процесс терморегуляции, происходящий в организме человека, вследствие чего ухудшается самочувствие рабочих и понижается производительность их труда.

Повышенная влажность. В ряде цехов текстильных фабрик некоторые технологические процессы (шлихтование, отбелка, крашение, мокрое прядение и т. п.) сопровождаются значительным влаговыделением. Повышенной влажности воздуха обычно сопутствует повышенная температура; терморегуляция человека в этом случае становится весьма затруднительной, так как при повышенных температурах воздуха, часто близких к температуре человеческого тела, теплопередача и теплоизлучение незначительны, а вследствие высокой влажности затруднено и испарение влаги с поверхности кожи.

Таким образом, сочетание высокой температуры и повышенной влажности весьма неблагоприятно для самочувствия и здоровья работающего.

Токсические газы и жидкости. На текстильных предприятиях токсические газы выделяются главным образом в цехах отделочных фабрик, где на ткань действуют различные химические вещества. Рассмотрим наиболее распространенные из них.

Окись углерода (CO) — бесцветный без запаха газ с плотностью по отношению к воздуху 0,967. Чаще всего окись углерода является продуктом неполного сгорания и в значительных количествах выделяется при обработке ткани на опаливающих машинах.

Хлор (Cl) — газ желтовато-зеленого цвета с резким удушливым запахом; выделяется хлор в отбельных цехах при белении тканей и в процессе приготовления белящих растворов (гипохлоритов).

Хлор в 2,5 раза тяжелее воздуха и поэтому скапливается в нижней зоне помещения.

Сернистый газ (SO_2) — бесцветный, обладающий едким запахом. Плотность по отношению к воздуху 2,26; выделяется этот газ при кубовом и сернистом крашении.

Сероводород (H_2S) — бесцветный газ со зловонным запахом; выделяется при сернистом крашении, а также в процессе приготовления сернистых красителей. Его плотность равна 1,19. Значительное количество сероводорода выделяется при производстве искусственного волокна.

Сероуглерод (CS_2) — бесцветная маслянистая легко воспламеняющаяся жидкость с температурой кипения 46° С; ее пары в 2,6 раза тяжелее воздуха.

Сероуглерод применяется как растворитель жиров, серы, фосфора и других веществ; выделяется при производстве искусственного шелка.

Окислы азота (NO и NO_2). Окись азота NO и двуокись азота NO_2 выделяются при работе с азотной и азотистой кислотами или их солями. Окись азота в воздухе быстро окисляется и переходит в двуокись азота; последняя представляет собой бурый газ с рез-

ким запахом. Плотность его равна 1,58. Окислы азота выделяются в процессе приготовления диазокрасителей вследствие разложения нитрита натрия. В небольших количествах окислы азота выделяются и в процессе крашения.

Анилин ($C_6H_5NH_2$) — бесцветная маслянистая жидкость с температурой кипения 183° С, испаряющаяся, однако, при обычных для помещения температурах. Анилин, широко применяющийся в красильном и ситцепечатном производствах, весьма ядовит. Пары анилина в 3,2 раза тяжелее воздуха.

При работе с анилином необходимо соблюдать большую осторожность. Во избежание отравления следует создавать условия, исключающие малейшую возможность попадания анилина на поверхность кожи. Этого можно достигнуть только при полной герметизации аппаратуры и механизации процессов приготовления анилиновых растворов.

Цианистый водород (HCN) — пары синильной кислоты с плотностью 0,94. При черноанилиновом крашении, помимо паров анилина, выделяется опасный яд — цианистый водород.

Токсические вещества проникают в организм человека через дыхательные пути, кожу и желудочно-кишечный тракт. Большинство токсических газов и жидкостей (окись углерода, анилин и др.), всасываясь в кровь, поглощают гемоглобин, за счет которого питаются кислородом клетки организма. В итоге образуется кислородная недостаточность, удушье, головные боли. Некоторые токсические вещества (хлор, окислы азота) вызывают раздражение и воспаление слизистых оболочек дыхательных путей и глаз.

Рассмотренные газы в основном тяжелее воздуха, поэтому они стремятся скапливаться в нижней части помещения. Однако при наличии нагретых поверхностей конвекционные токи могут способствовать значительному уносу газов в верхнюю часть помещения.

Ниже указаны предельно допустимые концентрации (в мг/м³) некоторых ядовитых газов в воздухе рабочей зоны производственных помещений (согласно СН 245—71). Цифры в скобках означают класс опасности.

Акролеин	0,7 (2)
Аммиак	20 (4)
Анилин	0,1 (2)
Бензин — растворитель (в пересчете на углерод С)	300 (4)
Бензол	5 (2)
Окислы азота (в пересчете на двуокись азота)	5 (2)
Окись углерода	20 (4)
Серная кислота, серный ангидрид	1 (2)
Сернистый ангидрид	10 (3)
Сероводород	10 (2)
Сероуглерод	10 (2)
Скипидар (в пересчете на углерод)	300 (4)
Формальдегид	0,5 (2)
Хлор	1 (2)
Хлористый водород	5 (2)
Цианистый водород и соли синильной кислоты (в пересчете на цианистый водород)	0,3 (2)

Глава IV

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС В РАБОЧИХ ЗАЛАХ

Приступая к проектированию и выбору установок для кондиционирования воздуха (основное назначение которых — создавать внутри помещения искусственный климат заданных параметров) необходимо составить для данного помещения тепловой баланс. Для этого надо, во-первых, определить количество тепла, уходящего в окружающую среду через ограждения помещения — наружные стены, окна, двери, полы, потолки; во-вторых, учесть приток тепла внутрь рабочего помещения от имеющихся источников тепла.

1. Теплопотери через ограждения здания

Вследствие теплопроводности строительных конструкций и разности температур между внутренним и наружным воздухом в холодное время года происходит передача тепла изнутри наружу через ограждения здания. В летнее время нередко происходит обратное явление.

Теплопотери через стены

Рассмотрим общий случай теплопередачи через монолитную стену толщиной δ. Процесс теплопередачи можно разделить на три стадии:

1) теплопереход от внутреннего воздуха к внутренней поверхности стены;

2) теплопереход через толщу стены от ее внутренней поверхности к наружной;

3) теплопереход от наружной поверхности стены в окружающую среду.

На рис. 8 изображена кривая изменения температуры при теплопередаче через однородную среду для всех трех стадий теплопередачи. У внутренней поверхности стены происходит значительное снижение температуры от $t_в$ до $\tau_в$ (где $t_в$ — температура воздуха внутри помещения, $\tau_в$ — температура внутренней поверхности стены). Если стена сделана из однородного материала, то падение температуры в толще стены будет происходить по закону прямой линии от $\tau_в$ до $\tau_н$ (где $\tau_н$ — температура наружной поверхности стены). У наружной стороны стены температура упадет от $\tau_н$ до $t_н$ (где $t_н$ — температура наружного воздуха).

1. Количество тепла Q_1, проходящего через 1 м² внутренней поверхности стены в 1 ч, согласно закону Ньютона будет равно

$$Q_1 = \alpha_в (t_в - \tau_в), \qquad (20)$$

где $\alpha_в$ — коэффициент теплоперехода от внутреннего воздуха к внутренней поверхности стены в кДж/м²·ч·град, т. е. количество тепла, проходящего через 1 м² внутренней поверхности стены в 1 ч при разности температур в 1° С.

Величина $\frac{1}{\alpha_в}$ называется сопротивлением теплопереходу у внутренней поверхности.

Величина коэффициента теплоперехода зависит от двух факторов: *конвекции и лучеиспускания (лучепоглощения)*.

Под конвекцией понимается перенос тепла движущимся газом или жидкостью около охлаждаемой поверхности ограждения. В нашем случае частицы воздуха охлаждаются, соприкасаясь с более холодной поверхностью стены, в связи с чем плотность воздуха изменяется. Разность между плотностями охлажденного и более нагретого воздуха вызовет циркуляцию или движение воздуха около поверхности стены. Чем сильнее циркуляция, тем большее количество теплого воздуха соприкасается с охлажденной внутренней поверхностью стены и тем больше тепла уносится через стену.

Наряду с конвекцией внутренняя поверхность стены воспринимает лучистое тепло от более нагретых тел, находящихся в помещении. Коэффициент лучеиспускания и лучепоглощения поверхностью стены находится в прямой зависимости от ее шероховатости. Чем более шероховатая стена, тем больше ее фактическая поверхность. На коэффициент лучеиспускания и лучепоглощения влияет также цвет стены, причем величина этого коэффициента для светлых тонов стен меньше, чем для темных.

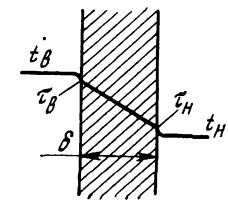


Рис. 8. Кривая изменения температуры при теплопередаче через однородную стену

Из сказанного следует, что здание с гладко отполированными стенами светлых тонов будет отдавать меньше тепла, чем здание с шероховатыми стенами темного цвета.

2. Количество тепла Q_2, проходящего через толщу 1 м² поверхности стены в 1 ч, будет равно

$$Q_2 = \frac{\lambda}{\delta}(\tau_в - \tau_н), \qquad (21)$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала стены в кДж·м/м²·ч·град или кДж/м·ч·град, т. е. количество тепла, передаваемого через 1 м² стены в 1 ч при толщине ее в 1 м и разности температур между ее поверхностями в 1° С;

δ — толщина стены в м.

Коэффициент теплопроводности зависит от плотности материала, однако какой-либо определенной зависимости здесь нет. Тела с малой плотностью, как правило, имеют меньшие значения величины λ; это объясняется тем, что у таких тел имеется значительное количество пор, заполненных воздухом, в то время как известно, что воздух — плохой проводник тепла.

Коэффициент теплопроводности материала в значительной степени зависит от его влажности: с увеличением влажности λ резко

возрастает, так как во влажном состоянии материала поры его заполняются водой — веществом значительно более теплопроводным, чем воздух. Поэтому часто пористые материалы во влажном состоянии теряют свои теплоизоляционные свойства и становятся достаточно теплопроводными.

Отношение $\frac{\delta}{\lambda}=R$ называется термическим сопротивлением однородного слоя.

3. Количество тепла Q_3, проходящего через 1 м² наружной поверхности стены в 1 ч в окружающую среду (по аналогии с первой стадией), можно подсчитать по формуле

$$Q_3=\alpha_н(\tau_н-t_н), \tag{22}$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплоперехода в окружающую среду в кДж/м²·ч·град, т. е. количество тепла, проходящего через 1 м² наружной поверхности стены в 1 ч при разности температур в 1° С.

Величина $\frac{1}{\alpha_н}=R_н$ называется сопротивлением теплопереходу у наружной поверхности ограждения.

Коэффициент $\alpha_н$ зависит от тех же факторов, что и коэффициент $\alpha_в$, но в числовом выражении он больше последнего, так как зависит не только от свободной конвекции, вызванной разностью температур воздуха и поверхности стены, но и от вынужденной конвекции, происходящей под действием ветра.

Значения коэффициентов $\alpha_в$, $R_в$ и $\alpha_н$, $R_н$ приведены в табл. 4 и 5 (по данным СНиП).

При установившемся состоянии, когда стена не аккумулирует и не отдает тепла, можно считать, что количество тепла во всех трех стадиях будет одинаковым, т. е.

$$Q_1=Q_2=Q_3=Q'.$$

Решая уравнения (20), (21) и (22) относительно разности температур и заменяя Q_1, Q_2 и Q_3 на Q', найдем

$$t_в-\tau_в=\frac{Q'}{\alpha_в}, \tag{23}$$

$$\tau_в-\tau_н=Q'\frac{\delta}{\lambda}, \tag{24}$$

$$\tau_н-t_н=\frac{Q'}{\alpha_н}. \tag{25}$$

Отметим, что по формулам (23) и (24) можно определить температуру внутренней и наружной поверхности стены.

Таблица 4

Коэффициенты теплоперехода $\alpha_в$ и сопротивления теплопереходу $R_в$ у внутренней поверхности ограждения

Поверхности ограждения	$\alpha_в$ в кДж/м²·ч·град	$R_в$ в м²·ч·град/кДж
Стены, полы и потолки с гладкой поверхностью	7,5	0,133
Потолки, имеющие кессоны или ребристую поверхность	6,0	0,167

Таблица 5

Коэффициенты теплоперехода $\alpha_н$ и сопротивления теплопереходу $R_н$ у наружной поверхности ограждения

Поверхности ограждения	$\alpha_н$ в кДж/м²·ч·град	$R_н$ в м²·ч·град/кДж
Соприкасающиеся непосредственно с наружным воздухом (наружные стены, бесчердачные покрытия и пр.)	20	0,05
Выходящие на чердак или в холодное помещение (чердачные перекрытия, перекрытия над холодными подвалами, подпольями и пр.)	10	0,10

Складывая далее почленно уравнения (23), (24) и (25), получим

$$t_в - t_н = Q'\left(\frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}\right);$$

$$Q' = \frac{t_в - t_н}{\frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}}.$$

Если взять не 1 м², а всю площадь F стены, то общее количество тепла Q, проходящего через стену, составит

$$Q = \frac{(t_в - t_н)F}{\frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}}. \qquad (26)$$

Обозначим далее

$$\frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н} = R_в + R + R_н = R_0 \text{ м}^2\cdot\text{ч}\cdot\text{град/кДж}, \qquad (27)$$

где R_0 — сопротивление теплопередаче.

Величина, обратная R_0, т. е. $\frac{1}{R_0} = K$, называется коэффициентом теплопередачи, который характеризует количество тепла, переда-

ваемого через 1 м² данного ограждения в 1 ч при разности температур воздуха по обе стороны ограждения в 1° С. Подставляя коэффициент теплопередачи в формулу (26), получим

$$Q = KF(t_в - t_к) = \frac{1}{R_0} F(t_в - t_н) \text{ кДж/ч.} \quad (28)$$

Это общее выражение служит для определения величины теплопотерь через данное ограждение.

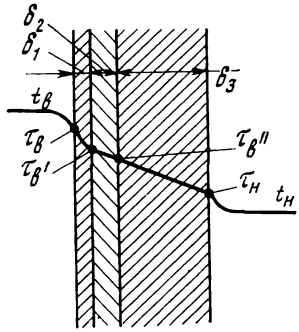


Рис. 9. Кривая изменения температуры при теплопередаче через многослойную стену

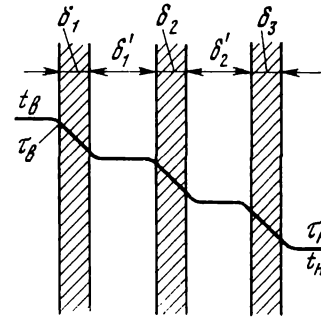


Рис. 10. Кривая изменения температуры при теплопередаче через многослойную стену с воздушными прослойками

Теперь определим R_0 для многослойной плоской стены (рис. 9). Рассматривая слой как однородную стену и применяя предыдущие рассуждения при расчете каждого слоя, получим

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_в} + \sum_1^n \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_н}. \quad (29)$$

Аналогичным способом найдем R_0 для многослойной стены с воздушными прослойками (рис. 10):

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_в} + \sum_1^n \frac{\delta}{\lambda} + \sum_1^m \frac{\delta'}{\lambda'} + \frac{1}{\alpha_н}, \quad (30)$$

где $\frac{\delta'}{\lambda'}$ — термическое сопротивление замкнутых воздушных прослоек в ограждении в м²·ч·град/кДж.

Значения термических сопротивлений в зависимости от толщины воздушной прослойки, ее расположения и направления теплового потока приведены в табл. 6.

Из данных табл. 6 видно, что величина термического сопротивления воздушного слоя растет значительно медленнее значения толщины воздушной прослойки. Это объясняется тем, что внутри

Таблица 6

Значения термического сопротивления замкнутых воздушных прослоек $R_{в.п}$ по данным СНиП

Толщина прослойки в мм	$R_{в.п}$ в м²·ч·град/кДж для прослоек	
	вертикальных и горизонтальных при потоке тепла снизу вверх	горизонтальных при потоке тепла сверху вниз
10	0,14	0,17
20	0,17	0,19
30	0,18	0,20
50	0,19	0,21
100	0,19	0,23
150—300	0,19	0,24

воздушной прослойки вследствие разности температур образуются конвекционные токи воздуха, переносящие большое количество тепла.

Коэффициенты теплопередачи в производственных помещениях с повышенной влажностью воздуха должны подбирать с таким расчетом, чтобы на внутренних поверхностях верхних перекрытий и наружных стен зданий не происходило конденсации влаги. Поэтому температура внутренней поверхности ограждения $\tau_в$ должна быть не ниже точки росы внутреннего воздуха $t_р$, т. е.

$$\tau_в \geqslant t_р.$$

На основе ранее приведенных рассуждений можем записать уравнение для установившегося теплового состояния, при котором количество тепла, проходящего через все фазы теплопередачи, одинаково:

$$\alpha_в (t_в - \tau_в) = K (t_в - t_н).$$

Начало конденсации наступит, когда $\tau_в = t_р$. При этом состоянии

$$\alpha_в (t_в - t_р) = K_{max} (t_в - t_н),$$

отсюда

$$K_{max} = \alpha_в \frac{t_в - t_р}{t_в - t_н}. \qquad (31)$$

Согласно СНиП формулой (31) можно пользоваться при определении коэффициентов теплопередачи ограждениями помещений с влажностью воздуха от 61 до 75%, вводя при этом поправочный коэффициент n, т. е.

$$K_{max} = \alpha_в \frac{t_в - t_р}{(t_в - t_н) n} \qquad (31а)$$

где n — коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждения по отношению к наружному воздуху; для наружных стен и бесчердачных покрытий $n = 1{,}0$; для чердачных перекрытий и бесчердачных покрытий с вентилируемыми продухами $n = 0{,}9$.

Чтобы избежать конденсации влаги и уменьшить солнечную радиацию в летнее время, коэффициент теплопередачи массивных частей верхних ограждений зданий (потолков, наклонных частей шедов и фонарей) в условиях сурового, умеренного и жаркого климата принимается равным 0,5—0,8.

Следует заметить, что согласно СНиП в производственных помещениях, где осуществляются мокрые процессы, например в красильных отделах и т. п., в целях экономии строительных материалов допускается образование конденсата на внутренних поверхностях наружных ограждений. В этих исключительных случаях рекомендуется стену (во избежание проникания влаги в ее толщу) изнутри покрывать гидроизоляционными материалами (плитки, цементная штукатурка и т. п.).

Обычно конденсат на внутренних поверхностях кирпичных стен незаметен, даже когда $\tau_в < t_р$. Это объясняется тем, что кирпич и штукатурка как гигроскопичные материалы поглощают водяные пары, конденсирующиеся из воздуха.

Как уже указывалось, конденсация допускается на остекленных поверхностях. Для удобства отвода конденсата остекление должно быть вертикальным. Конденсат под остекленными поверхностями фонарей и шедов собирается и отводится по желобам.

Остекление окон, фонарей и шедов на всех текстильных фабриках, как правило, делается двойным (две остекленные рамы). При двойном остеклении уменьшаются теплопотери в окружающую среду (сокращаются расходы на отопление) и конденсация влаги на внутренних поверхностях стекол, а также значительно сокращается передача в цех солнечного тепла в летнее время. Поэтому двойное остекление применяют в условиях как сурового, так и жаркого климата.

Расчетные температуры для проектирования отопительных систем определяются следующим образом:

расчетные внутренние температуры $t_в$ в производственных цехах для рабочего времени принимают согласно данным таблиц, приведенных в соответствующих главах (для различных видов волокон), а в бытовых и подсобных помещениях — по данным табл. IV приложения;

расчетную зимнюю температуру наружного воздуха при проектировании систем центрального отопления принимают по данным табл. III приложения;

на расчетную разность температур $t_в - t_н$ берут поправочный коэффициент: для чердачных покрытий со стальной, черепичной или асбестоцементной кровлями по разреженной обрешетке — 0,9; то же, по сплошному настилу — 0,8; для чердачных покрытий с кровлями из рулонных материалов — 0,75;

теплообмен через ограждения между двумя смежными отапливаемыми помещениями с разными температурами учитывают лишь в том случае, если разность температур в этих помещениях составляет более 5° С.

Теплопотери через полы

Теплопотери через полы, расположенные на грунте, через полы на лагах и через подземную часть ограждений отапливаемых подвалов определяются следующим образом.

1. Теплопотери Q через неутепленные полы*, расположенные на грунте, определяют по формуле

$$Q = \Sigma (K_{н.п})(t_в - t_н) = \frac{1}{\Sigma (R_{н.п} F)}(t_в - t_н), \qquad (32)$$

где $K_{н.п}$ — коэффициент теплопередачи соответствующей зоны неутепленных полов в кДж/м²·ч·град;

F — площадь соответствующей зоны пола в м².

Значения $K_{н.п}$ для разных зон пола зависят от расстояния зоны от наружных стен: при расстоянии до 2 м $K_{н.п}=1{,}7$; от 2 до 4 м $K_{н.п}=0{,}8$; от 4 до 6 м $K_{н.п}=0{,}4$; для остальной площади пола $K_{н.п}=0{,}25$ кДж/м²·ч·град.

Площадь пола двухметровой зоны, примыкающей к углу наружных стен, измеряется дважды, т. е. по направлению обеих наружных стен.

2. Теплопотери через утепленные полы, расположенные непосредственно на грунте, определяют так же, как теплопотери через неутепленные полы, но при этом в формуле (32) коэффициенты $K_{н.п}$ и $R_{н.п}$ заменяют значениями этих коэффициентов для утепленных полов, т. е. $K_{у.п}$ и $R_{у.п}$.

Согласно СНиП

$$R_{у.п} = R_{в.п} + \Sigma \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}}, \qquad (33)$$

а

$$K_{у.п} = \frac{1}{R_{у.п}},$$

где $\delta_{у.с}$ и $\lambda_{у.с}$ — соответственно толщина и коэффициент теплопроводности утепляющего слоя пола; утепляющими слоями считаются те, у которых $\lambda \leqslant 4$ кДж/м·ч·град.

3. Теплопотери через полы на лагах определяют так же, как теплопотери через неутепленные полы, расположенные на грунте.

4. Теплопотери через подземную часть наружных стен отапливаемых подвальных помещений определяют так же, как теплопотери через полы, расположенные на грунте; значения R для наружной стены принимают те же, что и для полов, а соответствующие зоны стены отсчитывают от поверхности земли вниз по той же градации, что и для полов.

5. При определении теплопотерь полы подвалов рассматривают как продолжение подземной части наружных стен.

---

* Неутепленными считаются полы, конструкция которых, независимо от их толщины, состоит из слоев материала, имеющего коэффициент теплопроводности $\lambda > 4$ кДж/м·ч·град.

Поверхность и линейные размеры ограждений

При подсчете теплопотерь поверхность и линейные размеры ограждений определяют согласно СНиП:

поверхность окон, дверей и фонарей — по наименьшим размерам проемов в свету;

поверхность потолков и полов — по расстояниям между осями внутренних стен и от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен;

высоту стен первого этажа при наличии пола, расположенного на грунте,— между уровнями полов первого и второго этажей;

высоту стен промежуточного этажа — между уровнями полов данного и лежащего выше этажа;

высоту стен верхнего этажа — от уровня пола до верха утепляющего слоя чердачного покрытия;

высоту стен одноэтажных производственных зданий с бесчердачными покрытиями — от уровня пола до пересечения внутренней грани стены с верхней плоскостью бесчердачного покрытия;

длину наружных стен — между осями внутренних стен, а в угловых помещениях — от внешних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен;

длину внутренних стен — от внутренних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен или между осями внутренних стен;

поверхность участков пола на грунте, расположенных около угла наружных стен (в первой двухметровой зоне), вводится в расчет дважды, т. е. по направлению обеих наружных стен, составляющих угол.

Примечания: 1. Линейные размеры при обмере ограждений определяют с точностью до 0,1 м. 2. Площади наружных ограждений подсчитывают с точностью до 0,1 м². 3. Зоной называется полоса пола шириной 2 м, параллельная линии наружной стены. Нумерация зон начинается от стены.

Надбавки к теплопотерям

К основным теплопотерям через ограждения, вычисленным по формуле (28), делают следующие надбавки (табл. 7).

Для характеристики здания в теплотехническом отношении на основании подсчитанных теплопотерь определяют удельную тепловую характеристику здания q по формуле

$$q = \frac{Q}{V\,(t_в - t_н)}\ \text{кДж/м}^3\cdot\text{ч}\cdot\text{град}, \qquad (34)$$

где q — удельная тепловая характеристика, представляющая собой количество тепла, теряемого 1 м³ здания в 1 ч при $\Delta t = 1°$ С;

Q — расчетная величина теплопотерь здания в кДж/ч;

V — объем здания по наружному обмеру в м³;

$t_в$ — преобладающая расчетная внутренняя температура в помещении в °С в зимний период;

$t_н$ — наружная температура воздуха в °С.

Таблица 7

Величины добавочных теплопотерь

Помещения в зданиях	Вид наружного ограждения, через которое происходят добавочные теплопотери	Величины добавочных теплопотерь в % к основным
Любого назначения	Вертикальные и наклонные стены (вертикальная проекция), двери и светопроемы, обращенные:	
	на север, восток, северо-восток, северо-запад .	10
	на юго-восток и запад . . .	5
	Вертикальные и наклонные в зданиях (вертикальная проекция), возводимых в местностях с расчетной зимней скоростью ветра до 5 м/с:	
	защищенные от ветра	5
	не защищенные от ветра (в зданиях, расположенных на возвышенностях, у рек, озер, на берегах морей или открытой местности)	10
	Двери, открываемые на короткие периоды времени для учета врывания холодного воздуха, при n этажах в зданиях:	
	двойные двери без тамбура между ними	$100n$
	то же, с тамбуром, снабженным дверью	$80n$
	одинарная дверь без тамбура .	$65n$
Жилые, общественные, вспомогательные и складские с двумя и более наружными стенами	Стены и окна . .	5

Примечания: 1. Добавочные теплопотери на ветер увеличивают в два раза при расчетной зимней скорости ветра от 5 до 10 м/с и в три раза при скорости ветра более 10 м/с.

2. Добавочные теплопотери также учитывают для входов, не оборудованных воздушно-тепловыми завесами.

Пример. Определить теплопотери через ограждения здания ткацкой фабрики, план которой изображен на рис. 11.

Ткацкий зал находится в верхнем этаже, в связи с чем теплопотери будут происходить через наружные стены, окна и потолок. Для удобства расчета все данные записывают по особой форме, приведенной в табл. 8. Отметим, что при массовых подсчетах в графах 3 и 4 записывают размеры и поверхности наружных стен без вычета поверхностей окон, а при определении теплопотерь через окна в графе 6 указывают разность коэффициентов теплопередачи через окна и стены, т. е. $K_{ок}—K_{ст}$. Такую запись ведут для упрощения вычислений, конечный же результат от этого не меняется.

Действительно, теплопотери $Q_п$ через стены и окна при $\Delta t = 1°$ С будут равны

$$Q_п = (F_{ст} - F_{ок})\, K_{ст} + F_{ок} K_{ок}$$

или

$$Q = F_{ст} K_{ст} - F_{ок} K_{ст} + F_{ок} K_{ок} = F_{ст} K_{ст} - F_{ок}\,(K_{ст} - K_{ок}).$$

При расчете теплопотерь внутренняя температура в рабочее время равна + 22° С, а наружная — 25° С. Таким образом, перепад температур $\Delta t = 47°$ С. Для потолка с чердаком вводим поправочный коэффициент на разность температур Δt, равный 0,8, что и записываем в графе 5.

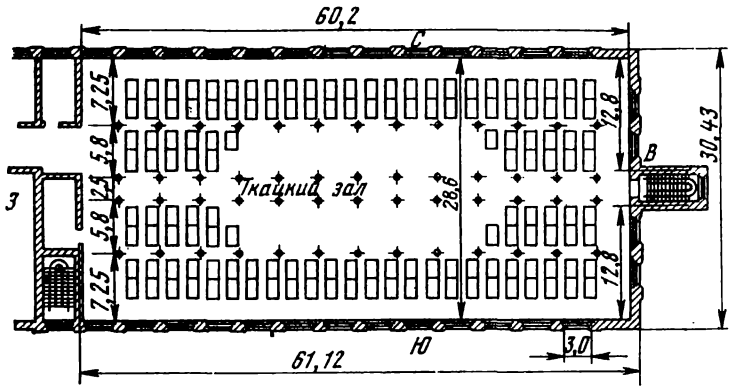


Рис. 11. План ткацкой фабрики

Таблица 8

Величина теплопотерь через ограждения здания

Помещения и внутренняя температура в них	Сокращенное наименование	Размеры ограждений в м	Поверхность ограждений в м²	Разность температур в °С	K в кДж/м²·ч·град	Добавочные теплопотери в %			Множитель, учитывающий надбавки	Общая потеря тепла в кДж/ч
						на страны света	на ветер	прочие		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Ткацкий зал	НС* / С	61,12 × 4,6	281,2	47	3,56	10	5	—	1,15	54 040
$t_в = 22°$ С	ДО / С	13 × 3 (3)**	117	47	9,20—3,56	10	5	—	1,15	35 640
	НС / Ю	61,12 × 4,6	281,2	47	3,56	—	—	—	—	4 700
	ДО / Ю	13 × 3 (3)	117	47	5,64	—	—	—	—	31 000
	НС / В	25,6 × 4,6	117,8	47	3,56	10	—	—	1,10	21 680
	ДО / В	4 × 3 (3)	36	47	5,64	10	—	—	1,10	10 480
	Пт	60,25 × 28,6	1721	47×0,8	2,0	—	—	—	—	129 400
Итого										329 240

* Поверхности ограждения и части света обозначаются следующим образом: НС — наружные стены; ВС — внутренние стены; ОО — одинарное окно; ДО — двойное окно; Пт — потолок; С — север; Ю — юг; В — восток; З — запад.

** В скобках указано число ограждений.

Коэффициент теплопередачи для стен в 2,5 кирпича принимают равным 3,56 кДж/м²·ч·град (см. табл. V приложения), а для окон с двойным остеклением K=9,2 кДж/м²·ч·град (табл. VI приложения).

Чтобы избежать конденсации влаги, чердачное перекрытие должно быть утепленным; при этом коэффициент теплопередачи K=2,0 кДж/м²·ч·град.

Надбавки на части света (на север и восток) принимаем равными 10%, на ветер с северной стороны — 5%.

Теплопотери через пол отсутствуют, поскольку внизу находится такой же производственный зал, с той же внутренней температурой. По той же причине не учитываются теплопотери через внутренние стены с западной стороны помещения. Подсчитав теплопотери по каждому ограждению в отдельности и просуммировав их, получаем общую величину теплопотерь в рабочем зале, равную 329240 кДж/ч. При наружной кубатуре зала

$$V = 61{,}12 \cdot 30{,}43 \cdot 4{,}6 = 8550 \text{ м}^3$$

удельная тепловая характеристика

$$q = \frac{329\,240}{8550 \cdot 47} = 0{,}82 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}.$$

2. Теплопоступления в рабочие залы

В производственных залах имеются:

постоянные источники теплопоступлений — машины, нагретые поверхности аппаратуры (сушилки, зрельники, красильные аппараты и т. п.); нагретый полуфабрикат — хлопок, шерсть, пряжа, ткань и т. п.; люди;

периодически действующие источники теплопоступлений — солнечная радиация и искусственное освещение.

Рассмотрим каждый из этих источников в отдельности.

Теплопоступления от машин

Теплопоступления от машин или станков происходят в результате перехода механической энергии в тепловую. Известно, что количество тепла, выделяемого в одну секунду при расходе мощности 1 Вт, составляет 1 Дж или 1 кВт·ч=3600 кДж. Исходя из этого, теплопоступления Q_1 от машин составят

$$Q_1 = N_{уст} \cdot 3600 \cdot K_{спр} \cdot K_в \text{ кДж/ч}, \qquad (35)$$

где $N_{уст}$ — установленная (номинальная) мощность электродвигателей в кВт;

$K_{спр}$ — коэффициент спроса, характеризующий отношение мощности, фактически потребляемой оборудованием, к установленной мощности электродвигателей (значение этого коэффициента берется по данным электротехнической части проекта предприятия);

$K_в$ — коэффициент выделения тепла в помещение.

Коэффициент выделения тепла ($K_в$) учитывает, какая часть тепла выделяется в рабочее помещение и какая часть уносится за пределы помещения вместе с удаляемым воздухом, жидкостью и пр. Для таких машин, как чесальные, ровничные, прядильные, мотальные, сновальные и ткацкие станки $K_в$=1. В этих машинах

механическая энергия, затрачиваемая на преодоление сил трения от вращения и перемещения отдельных частей машин, переходит в тепло, и так как такие машины не имеют укрытий, тепло, которое они выделяют, полностью поступает в цех. Что же касается энергии, расходуемой непосредственно на технологический процесс прядения или ткачества, то ее количество ничтожно мало по сравнению с затратой энергии на движение машин.

От машин, имеющих местные отсосы, часть тепла уносится с отсасываемым воздухом за пределы цеха. В этом случае по опытным данным для сортировочно-разрыхлительных и угарных машин можно принять $K_в = 0{,}4$ и для трепальных машин $K_в = 0{,}3$. При возврате отсасываемого воздуха от машин после его надлежащей очистки снова в цех $K_в = 1$.

Теплопоступления от нагретых поверхностей аппаратуры

Количество тепла, передаваемого через стенки нагретой аппаратуры (сушилок, зрельников, ограждений шлихтовальных машин, зонтов, воздуховодов, трубопроводов и т. п.), можно учесть так же, как и при расчете теплопотерь ограждениями здания, т. е. по формуле (28):

$$Q_2 = KF(t_2 - t_1) \text{ кДж/ч},$$

где K — коэффициент теплопередачи ограждающей стенки в кДж/м²·ч·град;

F — поверхность ограждающей стенки в м²;

t_2 — средняя температура воздуха (жидкости) внутри ограждения в °С;

t_1 — температура воздуха в рабочем помещении в °С.

Для уменьшения теплопоступлений в рабочую зону поверхности стенок оборудования, паропроводов и конденсатопроводов покрывают слоем из теплоизоляционного материала с таким расчетом, чтобы значение K не превышало 8 кДж/м²·ч·град.

В ряде случаев, когда трудно учесть тепловыделения от нагретых поверхностей, пользуются экспериментальными данными, полученными из теплового баланса соответствующего оборудования.

Теплопоступления от нагретого полуфабриката

Количество тепла, выделяемого полуфабрикатом (хлопок, шерсть, ткань и т. п.), можно приближенно учесть по формуле

$$Q_3 = cG(t_3 - t_1) \text{ кДж/ч}, \qquad (36)$$

где c — теплоемкость полуфабриката в кДж/кг·град;

G — масса остывающего полуфабриката в кг/ч;

t_3 — средняя температура полуфабриката в °С;

t_1 — температура, до которой остывает полуфабрикат в данном помещении, в °С.

Теплопоступления от людей

Теплопоступления от людей (включая и скрытое тепло от испарения влаги) при физической работе средней тяжести можно приближенно принять равным 800 кДж/ч. При числе одновременно пребывающих в зале людей, равном n, теплопоступление

$$Q_4 = 800n \text{ кДж/ч}. \quad (37)$$

Теплопоступления от солнечной радиации

Тепло солнечной радиации проникает внутрь здания двумя путями: через остекленные поверхности и через массивные ограждения (стены, покрытия). Солнечные лучи, падающие на остекленные поверхности, частично преломляясь, проникают внутрь здания; здесь они, многократно отражаясь, полностью поглощаются поверхностями предметов, находящихся внутри помещения. При этом происходит переход лучистой энергии в тепловую. Солнечные лучи, попадая на наружные поверхности стен и верхних покрытий здания, частично отражаются, частично поглощаются этими поверхностями и нагревают их. Благодаря этому образуется тепловой поток от наружных поверхностей ограждений к внутренним, т. е. дополнительный приток тепла внутрь помещения.

Напряжением, или интенсивностью солнечной радиации, называется количество солнечного тепла в килоджоулях, приходящегося на 1 м^2 облучаемой поверхности в 1 ч. Эта величина изменяется в широких пределах в зависимости от высоты стояния солнца, прозрачности атмосферы, влажности воздуха и угла падения солнечных лучей на поверхность.

Количество тепла от солнечной радиации, поступающего внутрь помещения через остекленные поверхности, зависит от толщины и качества стекла, загрязненности остекленной поверхности и степени затемнения окна оконными переплетами.

В табл. 9 приведены средние расчетные величины теплопоступлений от солнечной радиации.

Для уменьшения количества теплопоступлений от солнечной радиации через остекленные поверхности при боковом освещении (через окна) промышленные здания следует располагать длинными сторонами на юг и север, а торцами — на восток и запад. При такой ориентации солнечные лучи, как это видно из данных табл. 9, в меньшей степени проникают внутрь помещения и будут вносить тепло лишь в середине дня, тогда как при расположении здания длинными сторонами на восток и запад тепло поступает в продолжение всего дня: в первой половине дня — с востока, во второй половине дня — с запада. Сказанное относится также к зданиям с верхним светом, проникающим через двусторонние фонари с вертикальным остеклением.

Остекленные поверхности шедовых покрытий фабрик следует располагать на север или северо-восток. Менее выгодно остекленную поверхность шеда направлять на северо-запад, так как в этом

Таблица 9

Расчетные величины теплопоступлений от солнечной радиации через вертикальные остекленные поверхности $q_{ост}$ в кДж/м²·ч

Характеристика остекленной поверхности	Части света и широты в °							
	юг				юго-восток и юго-запад			
	35	45	55	65	35	45	55	65
Окна с двойным остеклением и деревянными переплетами	450	500	500	600	350	450	500	600
То же, с металлическими переплетами	590	670	670	750	450	590	670	750
Фонари с двойным вертикальным остеклением (прямоугольные, М-образные, типа шед) и с металлическими переплетами	550	670	670	710	450	590	710	710
То же, с деревянными переплетами	500	600	600	630	420	500	630	630

Продолжение

Характеристика остекленной поверхности	Части света и широты в °							
	восток и запад				северо-восток и северо-запад			
	35	45	55	65	35	45	55	65
Окна с двойным остеклением и деревянными переплетами	500	500	600	600	270	270	270	250
То же, с металлическими переплетами	670	670	750	750	330	330	330	330
Фонари с двойным вертикальным остеклением (прямоугольные, М-образные, типа шед) и с металлическими переплетами	670	670	750	750	350	350	350	350
То же, с деревянными переплетами	600	600	670	670	310	310	310	300

Примечания: 1. Поверхности окон и фонарей определяют по строительным размерам проемов.

2. Для учета загрязненности стекол принимают коэффициент, равный 0,8.

случае к концу дня в дополнение к теплу, выделенному массивными частями шеда, прогретого в течение дня солнечными лучами, прибавится солнечная радиация через остекленные поверхности.

Остекленные поверхности шедов и фонарей целесообразно делать вертикальными, так как в этом случае угол между солнечными лучами и поверхностью остекления будет наименьшим и,

следовательно, лучи будут меньше вносить тепла внутрь помещения. Это прежде всего относится к южным районам, где солнце находится ближе к зениту и направление его лучей близко к вертикальному.

При вертикальном остеклении создаются также лучшие условия для отвода конденсата со стекол в зимнее время.

Теплопоступления от солнечной радиации, проходящие через 1 м² плоского (бесчердачного) покрытия в 1 ч, можно приближенно принять следующими:

Широта в °	кДж/м²·ч
65	50
55	60
45	72
35	80
Для всех широт при покрытии с чердаком	20

Поверхность покрытия определяют по его внутренним размерам (т. е. в свету между стенами) и измеряют по горизонтальной проекции.

При учете величины теплопоступлений от солнечной радиации принимают во внимание те поверхности ограждений здания, которые одновременно освещены солнцем. Величину теплопоступлений от солнечной радиации определяют по следующей формуле:

для остекленных поверхностей

$$Q_5^{ост} = F_{ост} \cdot q_{ост} A_{ост} \text{ кДж/ч}, \quad (38)$$

для покрытий

$$Q_5^{п} = F_{п} q_{п} \cdot K_{п} \text{ кДж/ч}, \quad (39)$$

где $Q_5^{ост}$ и $Q_5^{п}$ — величина солнечной радиации соответственно для остекленных поверхностей и покрытий;

$F_{ост}$ и $F_{п}$ — поверхности остекления или покрытия в м²;

$q_{ост}$ — величина солнечной радиации через остекление в кДж/м²·ч (значения $q_{ост}$ приведены в табл. 9);

$q_{п}$ — величина солнечной радиации через покрытия в кДж/м²·ч;

$A_{ост}$ — коэффициент (безразмерный), зависящий от характера остекления; значения $A_{ост}$ можно принимать следующими: для двойного остекления в одной раме 1,15, для одинарного и обычно загрязненного стекла 0,8, при забеленных окнах 0,6;

$K_{п}$ — безразмерный коэффициент, численно равный коэффициенту теплопередачи покрытия.

Для уменьшения поступления тепла от солнечной радиации на летний период стекла рекомендуется закрашивать мелом или синей краской. Это дает возможность уменьшить теплопоступления на 40%. По тем же соображениям коэффициент теплопередачи верхних покрытий должен быть равным 2,0÷3,2 кДж/м²·ч·град.

Теплопоступления от солнечной радиации учитывают в тепловом балансе для теплого периода года при наружной температуре воздуха 10° С и выше.

Теплопоступления от искусственного освещения

Теплопоступления от искусственного (электрического) освещения Q_6 можно определить из выражения

$$Q_6 = 3600 N_{oc} k_в \text{ кДж/ч}, \quad (40)$$

где N_{oc} — мощность, расходуемая на освещение, в кВт;

$k_в$ — коэффициент выделения тепла в рабочую зону; для подвешенных светильников он равен 1; для светильников, встроенных в перекрытия закрытых фабрик, $k_в = 0{,}4$.

Широкое распространение получило строительство одноэтажных бесфонарных и безоконных (без естественного освещения) промышленных зданий. Такое здание представляет собой коробку, в которой размещены рабочие залы с соответствующим технологическим оборудованием. Сверху над рабочими залами обычно располагается технический чердак, в котором размещены вентиляционные каналы, электропроводка, водопроводные трубы и пр. В перекрытии между залом и чердаком устанавливают световые панели искусственного (люминесцентного) освещения.

В безоконных зданиях тепло от солнечной радиации через покрытие поступает в технический чердак, откуда специальной вентиляционной установкой удаляется наружу. Теплопоступления от солнечной радиации в рабочий зал в таких зданиях исключаются.

Искусственное освещение в этих зданиях является постоянным источником тепловыделений, но поскольку встроенные светильники находятся в верхней части помещения и тепло, выделяемое ими, частично поступает на чердак, можно считать, что в рабочую зону поступает 40% от всего тепла, выделяемого искусственным освещением.

Теплопоступления в рабочие залы с технического чердака

В бесфонарных зданиях в дополнение к рассмотренным теплопоступлениям следует учитывать теплопоступления с технического чердака через перекрытие между чердаком и рабочим залом, исходя из того, что летом температура воздуха на техническом чердаке выше внутренней температуры в цехе. Величину этого теплопоступления Q_7 можно определить по обычной формуле теплопередачи (см. формулу 28 главы IV):

$$Q_7 = K F_п (t_ч - t_в) K_в \cdot 0{,}5 \text{ кДж/ч},$$

где K — коэффициент теплопередачи железобетонного перекрытия, его можно считать равным 8 кДж/м^2·ч·град;

$F_п$ — поверхность потолка в м^2; при размещении на чердаке приточных и вытяжных воздуховодов и устройстве в потолке светильников поверхность теплопередачи потолка сокращается примерно вдвое, что и учитывается множителем 0,5;

$t_ч$ — температура воздуха на чердаке, которую можно принять на 5° С выше расчетной наружной температуры;

$t_в$ — внутренняя температура;
$K_в$ — коэффициент выделения тепла в рабочую зону, его значение можно принять равным 0,8.

Глава V

СИСТЕМЫ ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

В рабочих залах текстильных фабрик необходимо создавать искусственный климат, т. е. определенную температуру, влажность и подвижность воздуха в соответствии с санитарно-гигиеническими и технологическими требованиями, что в некоторой степени можно осуществить при помощи вентиляционно-увлажнительных установок. Установки для нагрева, охлаждения, очистки, увлажнения и осушки воздуха, снабженные приборами автоматического регулирования, называют *системами кондиционирования воздуха.*

При осуществлении воздухообмена в рабочих залах следует согласно СН 245—71 руководствоваться следующими соображениями.

В производственных помещениях объемом менее 20 м³ на одного работающего должен быть предусмотрен воздухообмен, обеспечивающий подачу наружного воздуха в количестве не менее 30 м³/ч на одного работающего, а в помещениях объемом на одного работающего более 20 м³ — не менее 20 м³/ч на одного работающего.

В цехах текстильных предприятий широко применяется рециркуляция воздуха, под которой понимают возврат внутреннего воздуха в кондиционер для дальнейшего использования.

В холодный период года рециркуляцию применяют для экономии тепла и влаги, а в жаркое время — для экономии холода в тех случаях, когда теплосодержание наружного воздуха больше теплосодержания внутреннего воздуха.

При проектировании механической вентиляции (без естественного проветривания) с подачей только наружного воздуха его объем должен составлять не менее 60 м³/ч на одного работающего, но не менее однократной смены воздуха в час.

В системах механической вентиляции и кондиционирования воздуха с рециркуляцией подача наружного воздуха должна быть не менее 60 м³/ч на одного работающего, но не менее однократного воздухообмена в час (по наружному воздуху) при расчетной кратности воздухообмена, равной 10 и более.

При меньшей расчетной кратности воздухообмена (и применении рециркуляции) подача наружного воздуха должна быть не менее 60 м³/ч на одного работающего, но не менее 20% от общего воздухообмена.

Рециркуляция воздуха в системах воздушного отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха не допускается в помещениях:

а) в воздухе которых содержатся болезнетворные бактерии, вирусы и грибки;

б) в которых имеются резко выраженные неприятные запахи;

в) в воздух которых выделяются вредные вещества 1, 2 и 3-го классов опасности.

1. Типовые кондиционеры

Основным элементом в системах кондиционирования воздуха является кондиционер. В настоящее время в промышленности применяются преимущественно типовые кондиционеры КТ (кондиционер типовой), изготовляемые харьковским машиностроительным заводом «Кондиционер».

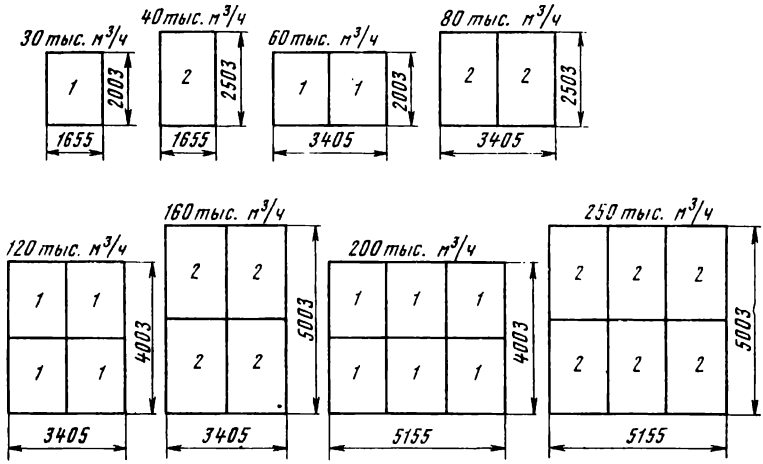


Рис. 12. Компоновка базовых секций кондиционера КТ по поперечному сечению

Эти кондиционеры состоят из базовых секций, размеры которых экономически наиболее целесообразны. Базовыми принято считать такие секции кондиционеров, производительность которых по воздуху составляет 30 и 40 тыс. м³/ч; ширина живого сечения секций одинакова — 1655 мм, а высота соответственно составляет 2000 и 2500 мм. На этой базе изготовляют типовые кондиционеры, производительность которых по воздуху составляет 30, 40, 60, 80, 120, 160 и 250 тыс. м³/ч. На рис. 12 показана компоновка базисных секций по поперечному живому сечению, с помощью которой можно получить кондиционер требуемой производительности. Так, например, для производительности 60 тыс. м³/ч ставят параллельно две базисные секции *1*, для 80 тыс. м³/ч — две базисные секции *2* и т. д.

В продольном сечении кондиционер состоит из ряда последовательно соединенных секций (рис. 13).

Рассмотрим назначение этих секций. Секция приемных утепленных клапанов *1* регулирует поступление наружного воздуха в кондиционер. Клапаны делают утепленными, чтобы предохранить их от промерзания и обледенения в зимнее время. Соединительные секции *2* представляют собой камеры, которыми соединяются рабочие секции; через эти камеры возможен доступ в рабочие секции для их осмотра и ремонта. Далее следует секция первого подогрева, служащая для нагрева наружного воздуха в объеме санитарной нормы; она состоит из калориферов *3*, клапанов *4* и обводного канала *5*. Клапанами *4* можно направлять наружный воздух в калориферы *3* или, минуя их (в летнее время), в обводный канал *5*. В секции *6* первой рециркуляции установлены клапаны *7*, регулирующие поступление внутреннего воздуха из цеха. Секция *8* представляет собой оросительную (форсуночную) камеру, в которой установлены два ряда форсунок *9*, распыляющих воду встречными факелами. В оросительной камере воздух по потребности увлажняется или подсушивается, охлаждается или нагревается, а также очищается от пыли. Кроме того, воздух в оросительной камере заряжается ионами, преимущественно отрицательного знака. На входе и выходе из оросительной камеры устанавливаются каплеуловители *10* и *11*. Каплеуловители препятствуют выбросу капель из оросительной камеры в смежные секции. Под оросительной камерой расположен поддон — фильтр *12* для стекания и очистки воды. После оросительной камеры находится секция *13* второй рецир-

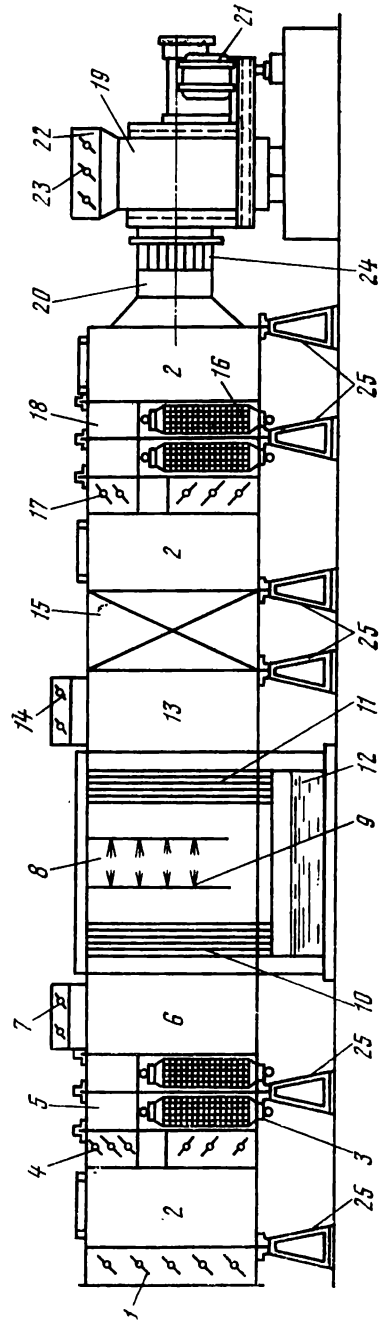


Рис. 13. Продольное сечение типового кондиционера КТ

куляции с клапанами *14*, которыми регулируется поступление воздуха из цеха. Для очистки воздуха от пыли устанавливается секция *15* фильтров. Далее следуют соединительная секция и секция второго подогрева, состоящая из калориферов *16*, клапанов 17 и обводного канала *18*, назначение которых то же, что и в секции первого подогрева. Эту секцию используют в рабочее время при недостатке тепла в зале, а в выходные дни — для отопления производственного помещения; в этом случае открывают клапаны *14* второй рециркуляции, и кондиционер работает как отопительный агрегат. В конце кондиционера установлена вентиляторная секция, состоящая из вентилятора *19*, переходного патрубка *20* и электродвигателя *21*. Для регулирования подачи воздуха в цех в приточном канале *22* установлены дозировочные клапаны *23*. Регулирование подачи воздуха можно осуществлять также направляющим аппаратом *24*. Для удобства обслуживания кондиционеры обычно ставят на подставках *25*.

Рассмотренные типовые секции компонуют в зависимости от требуемых процессов обработки воздуха. Например, если по расчету не нужен первый или второй подогрев воздуха, то надобность в этих секциях отпадает. Если установка должна работать без рециркуляции, то кондиционер компонуют без этих секций.

Кондиционеры производительностью до 120 тыс. м³/ч изготовляют из металла, а кондиционеры большей производительности — из железобетона. В табл. 10 приведены технические данные форсуночных камер типовых кондиционеров КТ.

Таблица 10

Индекс	Номинальная производительность по воздуху в тыс. м³/ч	Высота и ширина сечения для прохода воздуха в мм	Площадь поперечного сечения в м²	Номинальная весовая скорость воздуха в поперечном сечении в кг/м²·с	Общее число форсунок при плотности в шт/м²·ряд	
					18	24
КТ-30	30	2003×1665	3,34	3,0	108	144
КТ-40	40	2503×1665	4,17	3,2	144	192
КТ-60	60	2003×3405	6,81	2,94	234	312
КТ-80	80	2503×3405	8,52	3,14	312	416
КТ-120	120	4003×3405	13,65	2,94	468	624
КТ-160	160	5003×3405	17,05	3,14	624	832
КТ-200	200	4003×5155	20,8	3,2	720	960
КТ-250	250	5003×5155	25,8	3,24	960	1280

2. Кондиционеры ВУУ

Наряду с кондиционерами КТ в последние годы стали применять кондиционеры ВУУ (вентиляционно-увлажнительные установки), выпускаемые Всесоюзным промышленным объединением «Союзэнерголегпромавтоматика». Эти кондиционеры выпускают двух марок: ВУУ-40М и ВУУ-60М; цифры 40 и 60 означают производительность кондиционеров в тысячах м³/ч.

Этот кондиционер в общем виде состоит из воздухоприемной секции *1* (рис. 14) с клапанами *2* для регулирования поступления наружного воздуха и клапанами *3* для рециркуляции внутреннего воздуха; далее следует секция *4* первого подогрева. К секции первого подогрева присоединяется оросительная камера *5*. Характерной особенностью установок ВУУ является то, что распыление воды в оросительной камере осуществляется не форсунками, а вращающимся распылителем воды (ВРВ-60). Этот распылитель представляет собой диск *6*, выполненный из двух штампованных крышек с четырьмя перегородками. На поверхности крышек имеются прорези для выхода распыляемой воды. Диск посажен на валу электродвигателя *7*, установленного на станине *8* и защищенного от воды кожухом *9*. На станине *8* также закреплен трубопровод *10* для подачи воды к диску.

К кожуху *9* электродвигателя концентрично диску крепится перфорированное (дырчатое) кольцо *11*, предназначенное для равномерного распределения воды в камере орошения.

Максимальная производительность распылителя (по воде) равна 60 тыс. кг/ч при окружной скорости диска 20 м/с и скорости его вращения 1440 об/мин. Электродвигатель—типа АО2-51-4 мощностью 7,5 кВт.

Под оросительной камерой устанавливается бак *12* с фильтром *13*; после очистки вода насосом *14* снова подается в распылитель.

Таблица 11

Основные технические данные кондиционеров ВУУ-40М и ВУУ-60М

Показатели	ВУУ-40М	ВУУ-60М
Номинальная производительность по воздуху в тыс. м³/ч	40	60
Номинальное давление, создаваемое центробежным вентилятором Ц4-70, в Н/м²	1200	1200
Сопротивление установки при номинальной производительности в Н/м²	320	720
Максимальная производительность распылителя ВРВ-60 в т/ч	60	60
Коэффициент орошения воздуха водой в кг воды/кг воздуха	1,25	0,83
Мощность установленных электродвигателей в кВт:		
вентилятора	22	30
распылителя	7,5	7,5
насоса	10	10
Теплопроизводительность секции первого подогрева в тыс. кДж/ч	2400	4000
Теплопроизводительность секции второго подогрева в тыс. кДж/ч	500	625
Габаритные размеры в м:		
длина	9,05	9,25
ширина	2,75	2,75
высота	2,90	2,90
Масса в т	6,54	6,92

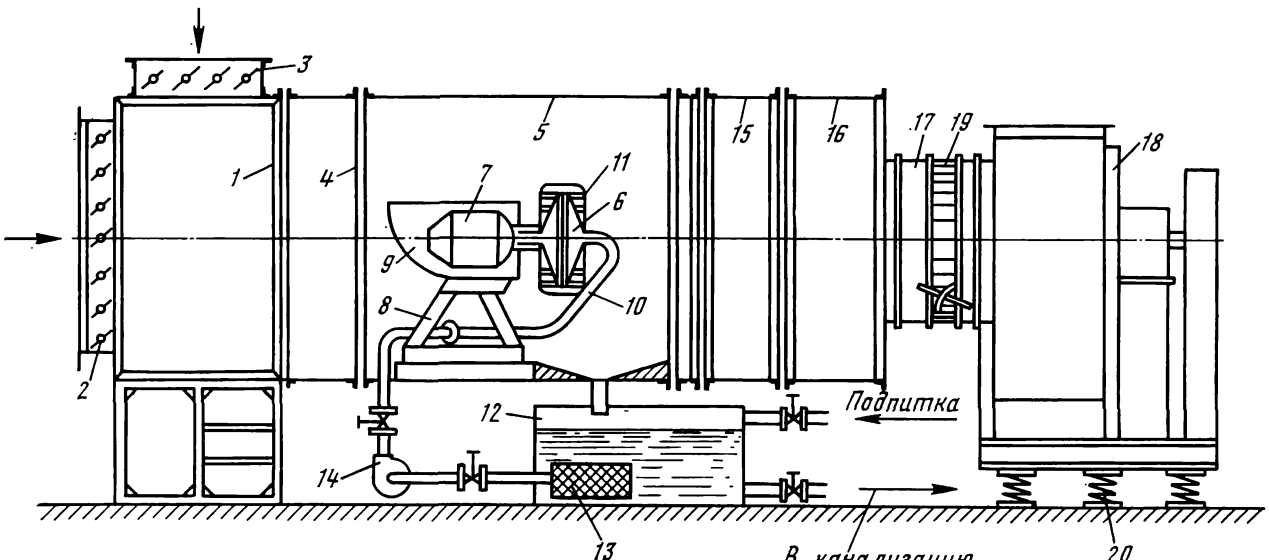


Рис. 14. Схема кондиционера ВУУ

Для нормальной работы распылителя рекомендуется применять насос ЗК-6 с электродвигателем А5-2 мощностью 10 кВт и трубопровод диаметром 80 мм.

За оросительной камерой устанавливается сепаратор (каплеуловитель) *15*, за которым расположена секция второго подогрева *16*. Патрубком *17* кондиционер присоединяется к вентиляторной секции *18*.

Регулирование производительности вентилятора осуществляется направляющим аппаратом *19*. Для смягчения вибрации под вентиляторной секцией устанавливаются виброизоляторы *20*.

Установка ВУУ снабжается также силовым щитом и щитом автоматики.

В табл. 11 приведены основные технические данные кондиционеров ВУУ-40М и ВУУ-60М.

К преимуществам кондиционеров ВУУ можно отнести удачную конструкцию дискового распылителя не подверженного засорению; этим он выгодно отличается от форсуночных распылителей, мелкие отверстия которых засоряются и требуют частой чистки.

К недостаткам этого кондиционера следует отнести отсутствие фильтров для очистки рециркуляционного воздуха. К тому же наблюдается вынос и попадание мелких капель воды на электродвигатель распылителя и воздухоприемную секцию.

3. Охлаждение воздуха в кондиционерах

Охлаждение воздуха в системах кондиционирования осуществляется сухими и мокрыми воздухоохладителями.

В сухих воздухоохладителях снижение температуры происходит за счет контакта воздуха с гладкими или ребристыми поверхностями труб, по которым циркулирует холодная вода или рассол. В этом случае осуществляется сухое охлаждение воздуха при $d=\text{const}$.

В мокрых воздухоохладителях снижение температуры происходит за счет контакта воздуха с холодными поверхностями капель воды в форсуночной камере кондиционера. Форсуночные камеры ценны тем, что в них в результате изменения температуры воды можно получить различные направления процессов при контакте воздуха с водой и небольших сопротивлениях проходу воздуха. Кроме того, форсуночные камеры требуют минимального расхода цветных и черных металлов на изготовление форсунок и труб.

Снижение температуры воздуха при контакте с водой может происходить путем адиабатического ее испарения и при помощи теплообмена между воздухом и холодной водой.

Адиабатическое охлаждение. В этом случае вода, совершая замкнутый цикл: кондиционер — фильтр — насос — кондиционер, приобретает постоянную температуру, равную температуре воздуха по мокрому термометру. При этом испарение воды происходит за счет явного тепла обрабатываемого воздуха. Естественно, что чем суше воздух, поступающий в оросительную камеру,

тем интенсивнее испаряется вода и тем сильнее снижается его температура.

В условиях умеренного климата центральной части СССР снижение температуры воздуха в кондиционере при адиабатическом испарении воды составляет примерно 4—5° С, а в условиях сухого жаркого климата, например Средней Азии, достигает 10—12° С.

Политропическое охлаждение. В этом случае теплообмен происходит между воздухом и холодной водой. Холодную воду, предназначаемую для охлаждения воздуха, можно получить, используя естественные источники, например грунтовую артезианскую воду, а также воду горных рек. Это наиболее дешевый источник холода. Однако, как показывает практика, количество воды из этих источников оказывается достаточным лишь для небольших предприятий. На крупных же предприятиях для получения больших количеств холодной воды начинают широко применять методы искусственного охлаждения воды в специальных холодильных установках, основным элементом которых являются холодильные машины.

4. Холодильные машины

В современных установках для кондиционирования воздуха применяют в основном три типа холодильных машин: парокомпрессионные, пароэжекторные и абсорбционные.

Парокомпрессионные машины. На рис. 15 показана принципиальная схема парокомпрессионной установки, состоящей из испарителя *1*, заполненного холодильным агентом — жидкостью с низкой температурой кипения. Внутри испарителя находятся трубки *2*, по которым прогоняется отепленная вода из кондиционера. Нагреваясь водой, холодильный агент закипает и в парообразном состоянии отсасывается компрессором *3*, в котором сжимается и нагревается, а затем поступает в конденсатор *4*. Здесь парообразный холодильный агент отдает теплоту конденсации воде, протекающей по трубкам *5*. При наличии мощного естественного источника воды, например реки, по трубкам *5* протекает проточная вода. Если такого источника нет, вода после конденсатора охлаждается в градирнях и насосами снова нагнетается в трубки *5* конденсатора *4*. Из конденсатора жидкий холодильный агент через дроссельный регулирующий вентиль *6* возвращается в испаритель *1*. При проходе через узкое сечение вен-

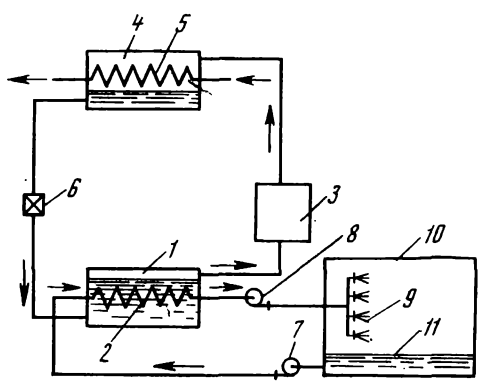


Рис. 15. Принципиальная схема парокомпрессионной машины

тиля *6* давление жидкого холодильного агента уменьшается до давления испарения, т. е. такого давления, при котором начинается испарение холодильного агента. Величина этого давления определяется температурой воды, предназначенной для охлаждения воздуха. Таким образом, холодильный агент совершает в системе замкнутый цикл.

Отепленная вода из кондиционера подается насосом 7 в трубки *2* испарителя и охлаждается за счет отдачи тепла на испарение холодильного агента. Охлажденная вода из испарителя забирается насосом *8* и нагнетается к форсункам *9*, установленным в оросительной камере *10* кондиционера. От соприкосновения с теплым воздухом вода нагревается и стекает в поддон *11*, откуда насосом *7* подается в испаритель *1* для охлаждения. Следовательно, вода, так же как и холодильный агент, совершает замкнутый цикл.

Холодильные агенты, применяемые в холодильных машинах, как правило, должны иметь большую теплоту испарения, так как эта величина определяет холодопроизводительность 1 кг холодильного агента. Вместе с тем холодильный агент должен иметь низкую температуру кипения и не обладать корродирующими свойствами.

В парокомпрессионных установках в качестве холодильных агентов используют преимущественно аммиак, фреон-12 и фреон-22.

В табл. 12 приведены данные, характеризующие физические свойства холодильных агентов, применяемых в парокомпрессионных установках.

Таблица 12

Физические свойства холодильных агентов

Холодильный агент	Химическая формула	Весовая холодопроизводительность в кДж/кг	Температура в °С	
			кипения при 1 ати	замерзания
Аммиак	NH_3	1100	—33,4	—78
Фреон-12	CF_2Cl_2	118	—29,8	—155
Фреон-22	CHF_2Cl	168	—40,8	—160

Из данных табл. 12 следует, что аммиак по сравнению с фреонами обладает наибольшей холодопроизводительностью, в связи с чем аммиачные холодильные установки являются наиболее выгодными в эксплуатации. Однако ввиду токсичности и взрывоопасности аммиака такие установки необходимо размещать в специальных отдельно расположенных зданиях. Аммиачные холодильные установки целесообразно применять в промышленных зданиях при большой холодопроизводительности.

Холодильные установки с поршневыми аммиачными компрессорами применяют при максимальных потребностях в холоде от 600 тыс. кДж/ч и более, а те же установки с центробежными машинами применяют при максимальных потребностях в холоде не менее 36 млн. кДж/ч.

Фреон-12 и фреон-22 как холодильные агенты имеют значительно меньшую весовую холодопроизводительность по сравнению с аммиаком, что является их некоторым недостатком. Фреон весьма текуч и легко просачивается через малейшие неплотности в соединениях; поэтому фреоновые машины должны обладать особой герметичностью. В то же время фреон ценен тем, что он нетоксичен, не имеет запаха, не горит и невзрывоопасен. Поэтому фреоновые холодильные машины с поршневыми компрессорами в настоящее время получили широкое применение при максимальных потребностях в холоде до 12 млн. кДж/ч. Фреоновые центробежные машины применяют при максимальных потребностях в холоде 4 млн. кДж/ч и более. Фреон-22 имеет бóльшую холодопроизводительность, чем фреон-12 (см. табл. 12); кроме того, коэффициент теплопередачи фреона-22 через металлические стенки к воде на 30% выше, чем у фреона-12, что способствует сокращению размеров испарителя и конденсатора.

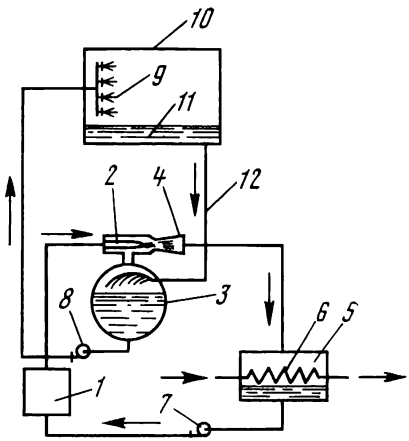


Рис. 16. Принципиальная схема пароэжекторной машины

Пароэжекторные машины. В этих машинах пар из котла *1* (рис. 16) или отработанный после турбин под избыточным давлением 1—6 ати поступает в эжектор *2*. Пар, выходя из сопла с большой скоростью, эжектирует (подсасывает) холодный пар из испарителя *3*, создавая над поверхностью воды испарителя глубокий вакуум. При таком вакууме вода закипает в испарителе при низкой температуре: например, при абсолютном давлении 6,54 мм рт. ст. вода закипает при 5° С. Охлаждение воды в испарителе происходит за счет отнятия от нее скрытого тепла испарения. Таким образом, в пароэжекторных установках вода, охлаждая сама себя, является холодильным агентом.

После эжектора пар поступает в диффузор *4*, в котором скорость его понижается до нормальной, а давление увеличивается; затем пар направляется в конденсатор *5*, где превращается в воду, отдав теплоту конденсации воде, циркулирующей по трубкам *6*. Воду для конденсатора берут из естественного источника, обычно реки. Если же нет достаточно мощного естественного источника, охлаждение воды осуществляют в градирнях. Для сокращения расхода воды в конденсаторах пар к эжекторам должен подаваться насыщенным. Образовавшийся конденсат насосом *7* перекачивается для питания котла *1*.

Охлажденная вода из испарителя перекачивается насосом *8* к форсункам *9* кондиционера *10*, а отепленная вода из поддона *11*

по трубе *12* поступает в испаритель *3* для последующего охлаждения.

Таким образом, в пароэжекторных машинах холодильным агентом является вода. Как холодильный агент вода обладает существенными положительными качествами: ее холодопроизводительность равна 2500 кДж/кг, работа с ней безопасна, она безвредна и дешева. В то же время воде присущ весьма большой недостаток — высокая температура кипения при нормальном атмосферном давлении. В связи с этим в испарителе следует создавать глубокий вакуум, а конструкция испарителя должна быть весьма герметичной.

Пароэжекторные машины изготовляют холодопроизводительностью от 1200 тыс. до 4 млн. кДж/ч. Они просты по конструкции и могут работать за счет отбросного пара, поступающего с ТЭЦ.

Сконструированы пароэжекторные машины, работающие при избыточном давлении пара 1,0 ати.

Однако эти машины требуют значительного расхода воды, который для конденсаторов в 2—3 раза больше, чем для парокомпрессионных машин, так как в этих установках необходимо одновременно конденсировать горячий эжектирующий пар и холодный эжектируемый пар из испарителя.

Пароэжекторные холодильные машины, характеризуемые высокой стоимостью эксплуатации и малыми первоначальными затратами, целесообразно применять при малом числе часов работы в течение года (до 1000 ч) и при наличии дешевой охлаждающей воды и пара.

Абсорбционные холодильные машины. Работа этих машин основана на применении бинарного раствора, т. е. смеси двух жидкостей с резко отличающейся температурой кипения, при этом жидкость с более низкой температурой кипения является холодильным агентом, а жидкость с более высокой температурой кипения — абсорбентом (поглотителем). Абсорбент должен обладать свойством быстро и в большом количестве поглощать пары холодильного агента.

Существуют два вида абсорбционных машин (установок): водно-аммиачные, в которых холодильным агентом является аммиак, а абсорбентом — вода, и бромисто-литиевые, в которых холодильным агентом является вода, а абсорбентом — водный раствор бромистого лития.

В связи с тем что аммиак токсичен, а бромистый литий безвреден, для кондиционирования воздуха предпочтительнее применять бромисто-литиевые установки.

Бромисто-литиевая установка состоит из генератора *1* (рис. 17), в котором происходит выпаривание раствора бромистого лития за счет тепла, поступающего по трубке *2*. Тепло целесообразно брать с ТЭЦ в виде отработанного пара или теплофикационной воды, имеющей температуру 90—95° С. Так как температура кипения воды значительно ниже температуры кипения бромистого лития, то при нагревании из раствора практически выделяется чистый

водяной пар. Из генератора водяной пар поступает в конденсатор *3*, где сжижается, отдавая тепло конденсации воде из естественного источника, циркулирующей по трубам *4*. Конденсат сливается в испаритель *5* через гидравлический затвор *6*.

Отепленная вода из кондиционера *7* по трубе *8* поступает в испаритель *5*, где распыляется специальным устройством. Испаритель соединен трубкой *9* с абсорбером *10*, в котором находится раствор бромистого лития. Так как последний жадно поглощает водяной пар, в испарителе происходит интенсивный процесс испарения воды, а за счет этого и ее охлаждение. Холодная вода насосом *11* по трубе *12* подается к форсункам *13* в кондиционер *7* для охлаждения воздуха. Тепло, образующееся в абсорбере вследствие поглощения водяных паров раствором бромистого лития, отводится проточной водой из естественного источника по трубам *14*.

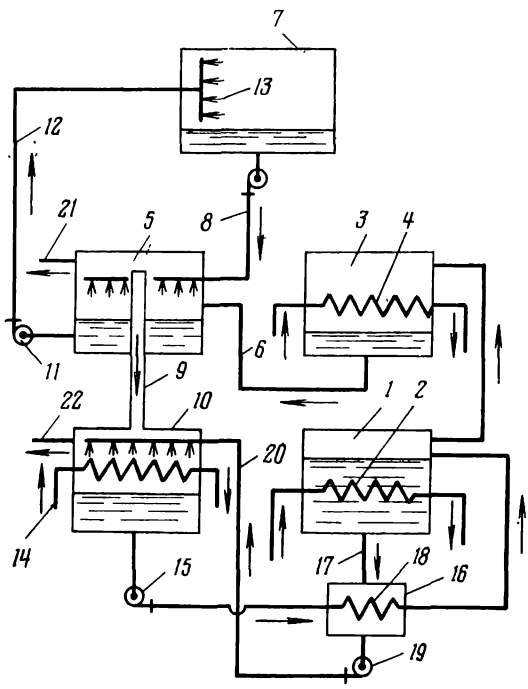


Рис. 17. Принципиальная схема абсорбционной бромисто-литиевой установки

Охлажденный и деконцентрированный раствор бромистого лития (абсорбент) перекачивается насосом *15* в генератор *1* для его выпаривания и повышения концентрации. Между абсорбером и генератором установлен теплообменник *16*, в который по трубе *17* поступает нагретый раствор бромистого лития; здесь он охлаждается циркулирующим по трубам холодным бромистым литием, поступающим по трубам *18*, и насосом *19* по трубам *20* перекачивается в абсорбер *10*. Таким образом, проходя через теплообменник, холодный абсорбент, поступающий из абсорбера в генератор, несколько подогревается, а горячий абсорбент, подаваемый из генератора в абсорбер, охлаждается. Наличие теплообменника повышает экономичность установки.

Так как во всех аппаратах описанной установки процессы протекают под сильным вакуумом, все элементы ее должны быть полностью герметичными .Вакуум в аппаратах поддерживается при помощи вакуум-насосов, отсасывающих воздух по трубам *21* и *22* из абсорбера и испарителя.

Абсорбционные бромисто-литиевые установки являются наиболее экономичными холодильными установками как по расходу энергии, так и по расходу воды для конденсатора и абсорбера. Эти установки работают в основном за счет тепловой энергии; при этом создается возможность широко использовать сбросное тепло ТЭЦ и, в частности, теплофикационную воду, имеющую температуру 90—95° С. Использование сбросного тепла в летнее время создает более экономичные условия работы ТЭЦ.

Бромисто-литиевые установки просты в устройстве и эксплуатации, не имеют движущихся частей (исключая насосы) и могут быть размещены в подвальных помещениях зданий и даже на открытых площадках. Такие установки применяют при максимальных потребностях в холоде (600 тыс. кДж/ч и более) при наличии дешевого сбросного тепла.

Фреоновые и аммиачные холодильные машины следует размещать в отдельных помещениях с учетом противопожарных требований и техники безопасности. Пароэжекторные, как и бромисто-литиевые, машины допускается устанавливать на открытых площадках.

Холодильные машины, являясь весьма дорогими, составляют основную статью расходов на содержание и эксплуатацию установок для кондиционирования воздуха; к тому же холодильные машины работают непродолжительное время — лишь в жаркий летний период года.

Системы для кондиционирования воздуха имеют неравномерный суточный график расхода холода с пиковыми нагрузками в середине дня, значительно превышающими среднесуточный расход холода. Однако время пиковых нагрузок сравнительно невелико, поэтому весьма неэкономично и нерентабельно по их величине определять мощность холодильных устройств.

Существенно снизить мощность холодильных машин и, следовательно, их стоимость можно за счет применения аккумуляторов холода, представляющих собой водяные емкости — баки, заполняемые холодной водой. В этих баках накапливается холодная вода в часы с нулевыми или малыми расходами холода (ночью и утром), которая расходуется в часы пиковых нагрузок (днем), когда наружная температура воздуха достигает своего максимума.

Аккумулирующую способность q 1 м³ емкости холода определяют из выражения

$$q = 4000\,(\tau_{от} - \tau_{хол})\ \text{кДж/м}^3,$$

где $\tau_{от}$ — температура отепленной воды, поступающей из кондиционера;

$\tau_{хол}$ — температура холодной воды, подаваемой из испарителя.

Принимая во внимание, что $\tau_{от}$ обычно составляет 15—17° С, а $\tau_{хол} = 5°$ С, получим $q = 40\,000$—$48\,000$ кДж/м³.

Применение аккумуляторов холода дает возможность в зависимости от типа установки и режима работы снизить мощность холодильных машин на 25—35%, а иногда — на 50% и более.

5. Системы доувлажнения

Эти системы осуществляют дополнительное увлажнение или доувлажнение воздуха непосредственно в рабочих залах наряду с увлажнением воздуха в оросительных камерах кондиционеров.

В настоящее время доувлажнение воздуха производится, как правило, пневматическими форсунками, распыляющими воду сжатым воздухом, подаваемым от компрессоров; при этом происходит настолько мелкое распыление воды, что капли полностью испаряются. В связи с этим отпадает необходимость в устройстве ограждений, поддонов и сточных линий. В этом основное преимущество пневматических форсунок.

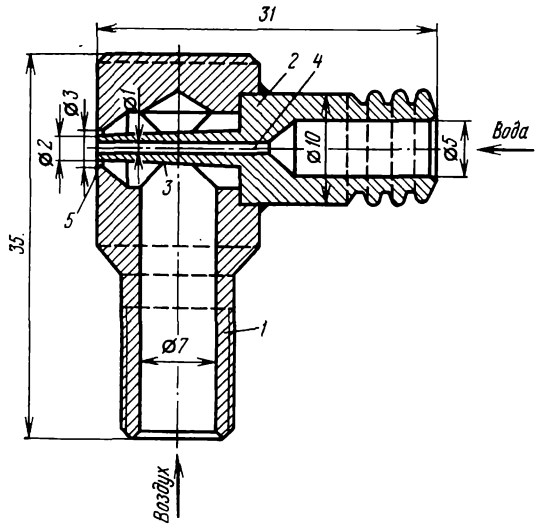


Рис. 18. Пневматическая форсунка РиД

Существует большое число пневматических форсунок различных типов. Рассмотрим наиболее характерные из них, применяющиеся в современной практике.

Форсунка РиД системы А. Н. Рябчикова и А. М. Дурнова. Форсунка РиД (рис. 18) состоит из двух бронзовых цилиндриков *1* и *2*, соединенных «взаколотку» на пайке. Вода поступает в цилиндрик *2*, заканчивающийся ниппелем *3* с внутренним каналом *4* диаметром 1 мм.

Сжатый воздух, поступая в цилиндрик *1*, омывает ниппель *3*, после чего выходит из форсунки через кольцевую щель *5* между ниппелем *3* и корпусом форсунки. Выходя из щели *5*, воздух подхватывает воду и распыляет ее в виде конического факела на мельчайшие капли. Для питания форсунок водой устанавливают на доступной для обслуживания высоте (обязательно ниже уровня факела форсунок) герметичный бачок, в верхнюю часть которого поступает сжатый воздух из воздушной линии системы доувлажнения, благодаря чему в бачке устанавливается повышенное давление, под действием которого вода подается к форсункам. При прекращении подачи сжатого воздуха избыточное давление в бачке под действием автоматического электромагнитного клапана падает, вследствие чего подача воды к форсункам прекращается. Таким образом, с прекращением подачи сжатого воздуха автоматически выключается подача воды и тем самым исключается заливание форсунок после останова компрессора.

Производительность форсунки РиД при избыточном давлении воздуха 1,0 ати составляет 2,7 л/ч; расход воздуха форсункой около 4 м³/ч, расход энергии на форсунку 0,189 кВт, а удельный расход энергии на 1 л распыленной воды 0,07 кВт.

Форсунки РиД весьма компактны, очень просты по конструкции, удобны в обслуживании, благодаря чему получили широкое применение на текстильных фабриках.

В форсунке системы ЦНИХБИ* (конструкции Я. Я. Ипполитова) сжатый воздух поступает в канал *1* (рис. 19), проходит в нижнюю полость *2* колпачка *3* и по двум диаметрально противоположным щелям *4* выходит в помещение.

Вода, пройдя калиброванное отверстие *5* в штуцере *6*, попадает в верхнюю полость *7* колпачка *3* и по двум щелям, расположенным над щелями для выхода сжатого воздуха, выходит из форсунки. При выходе из форсунки вода встречается со струей сжатого воздуха и распыляется на мельчайшие частицы. Вода и сжатый воздух по выходе из форсунки попадают на клинообразное острие, где сжатый воздух имеет максимальную скорость; благодаря этому энергия сжатого воздуха в этой форсунке используется наиболее эффективно.

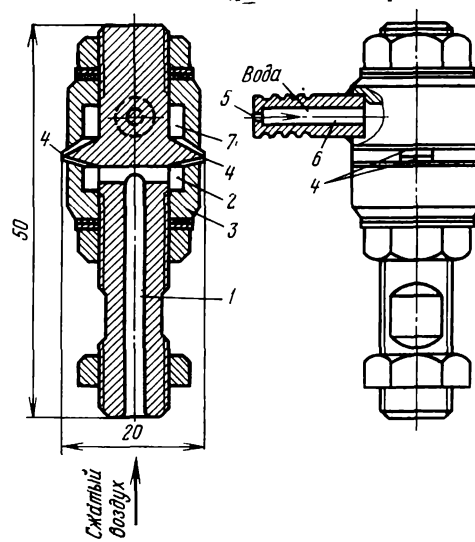


Рис. 19. Пневматическая форсунка ЦНИХБИ

Оптимальное давление сжатого воздуха перед форсункой составляет 0,9—1,1 ати, а давление воды должно быть в пределах 0,1—0,2 ати. В этих условиях производительность форсунки составляет около 5 л/ч при расходе воздуха приблизительно 3,5 м³/ч.

Давая общую оценку пневматическим системам, необходимо отметить, что наряду с тонким распылением воды и полной усвояемостью ее воздухом эти системы потребляют значительное количество электроэнергии; кроме того, эксплуатация пневматических систем связана с применением сложных компрессорных установок для подачи воздуха.

Пневматические форсунки широко применяются как на новых текстильных комбинатах, так и на старых фабриках.

---

* Центральный научно-исследовательский институт хлопчатобумажной промышленности.

Доувлажнение существенно повышает эффективность установок для кондиционирования воздуха, способствуя снижению его температуры и повышению влажности.

Особо следует отметить влияние доувлажнения на электрическое состояние воздушной среды в рабочих залах. Известно, что распыление воды сопровождается образованием электрических зарядов в воздухе. Это явление называют эффектом Ленарда (по имени ученого, открывшего его).

В то же время в текстильной промышленности почти на всех переходах производственного процесса на перерабатываемом продукте возникают преимущественно положительные заряды статического электричества. Эти заряды создают в воздушной среде производственных помещений электрические поля того же знака.

Особое значение имеет электризация волокон в прядильном производстве. В вытяжных приборах прядильных машин вследствие трения натуральных, искусственных и большинства синтетических волокон о вытяжные валики возникают электростатические заряды положительного знака. Одноименно заряженные волокна отталкиваются друг от друга, что приводит к увеличению пушистости пряжи, нарушению связи между волокнами, выпаданию их из мычки, увеличению запыленности воздуха в цехе и в конечном счете к повышению обрывности пряжи.

Как показали опыты Е. В. Горбуновой, положительные заряды статического электричества могут быть частично или полностью нейтрализованы установками доувлажнения воздуха, так как при распылении воды этими установками образуются ионы преимущественно отрицательного знака.

На величину и знак зарядов большое влияние оказывает качество распыляемой воды. Наибольший эффект дает дистиллированная вода, при распылении которой образуются отрицательные ионы. По эффективности далее следует кипяченая, умягченная и грунтовая вода. При прочих равных условиях лучший эффект получается при распылении воды при температуре 15÷30° С. При распылении любой воды при температуре выше 40° С образуются заряды преимущественно положительного знака, поэтому в системах доувлажнения нецелесообразно распылять подогретую воду.

Следует также отметить, что отрицательные ионы оказывают благоприятное действие на здоровье, самочувствие и работоспособность людей.

Глава VI

ТЕПЛО- И ВЛАГООБМЕН МЕЖДУ ВОЗДУХОМ И ВОДОЙ

1. Тепловой и влажностный баланс

В оросительной части кондиционера воздух соприкасается с распыленной водой. При этом происходит тепло- и влагообмен между воздухом и водой. Рассмотрим тепловой и влажностный баланс в камере.

Положим, что воздух с начальными параметрами $i_н$ и $d_н$, характеризуемый на диаграмме точкой A (рис. 20), обрабатывается водой постоянной температуры. Допустим далее, что после контакта с водяной поверхностью воздух, характеризуемый на диаграмме точкой B, стал иметь конечные параметры $i_к$ и $d_к$. Тогда количество тепла Q, воспринятое воздухом от воды, будет равно

$$Q = L(i_к - i_н) = L\Delta i \text{ кДж/ч}, \tag{41}$$

а количество влаги

$$G = L(d_к - d_н) = L\Delta d \text{ г/ч}, \tag{42}$$

где L — количество воздуха в кг/ч;

Δi — приращение теплосодержания в кДж/кг;

Δd — приращение влагосодержания в г/кг.

Величины Δi и Δd могут быть как положительными, так и отрицательными в зависимости от того, какой водой обрабатывается воздух (горячей или холодной).

Разделив уравнение (41) на уравнение (42), получим

$$\frac{Q}{G} = \frac{i_к - i_н}{d_к - d_н} \text{ кДж/г}. \tag{43}$$

Легко видеть что уравнение (43) в системе координат i, d изобразится прямой линией, проходящей через точки A и B.

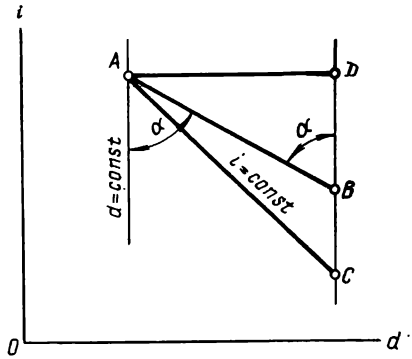


Рис. 20. Диаграмма политропического процесса при обработке воздуха водой

Найдем угол, составляемый прямой, характеризующей направление процесса, с вертикалью. Обозначив угол между лучом AB и вертикалью через α, найдем из прямоугольного треугольника ABD

$$DB = AD \cdot \operatorname{ctg}\alpha. \tag{44}$$

Заметим, что

$$DB = DC - BC = DC - \Delta i m_i,$$

а

$$AD = \Delta d m_d$$

где m_i и m_d — масштаб $i-d$-диаграммы соответственно по теплосодержанию и влагосодержанию.

Из прямоугольного равнобедренного треугольника ADC следует:

$$DC = AD = \Delta d m_d.$$

Заменяя в формуле (44) геометрические отрезки физическими величинами, получим

$$\Delta d m_d \operatorname{ctg}\alpha = \Delta d m_d - \Delta i m_i,$$

отсюда

$$\operatorname{ctg}\alpha = 1 - \frac{m_i}{m_d} \cdot \frac{\Delta i}{\Delta d}. \tag{45}$$

Как известно, отношение масштабов $\frac{m_i}{m_d}$ на $i-d$-диаграмме равно 0,5; тогда выражение (45) примет вид

$$\operatorname{ctg}\alpha = 1 - 0{,}5\frac{\Delta i}{\Delta d} = 1 - 0{,}5\varepsilon. \qquad (45а)$$

Из формул (45) и (45а) видно, что направление всякого политропического процесса определяется отношением $\frac{\Delta i}{\Delta d} = \varepsilon$, которое выражает удельный прирост теплосодержания воздуха на 1 г водяного пара.

Зная ε, по формуле (45а), легко найти угол α и провести луч AB, изображающий направление данного процесса.

Соответственно найденным углам α, на $i-d$-диаграмме из начала координат (т. е. точки, в которой $t=0$, $i=0$ и $d=0$) проводят лучи (угловой масштаб). Чтобы не пересекать диаграмму большим числом дополнительных линий, на полях диаграммы наносят лишь концы лучей. Против каждого луча отмечают соответствующее значение $\varepsilon = \frac{\Delta i}{\Delta d}$ (см. $i-d$-диаграмму I приложения).

Рассмотрим примеры применения углового масштаба.

Пример 1. Предположим, $\varepsilon=0$. Тогда $\operatorname{ctg}\alpha=1$ и $\alpha=45°$

Следовательно, в данном случае процесс пойдет по линии $i=\text{const}$.

Пример 2. Воздух увлажняется паром с избыточным давлением 3,0 ати, полное теплосодержание которого составляет 2600 кДж/кг, или 2,6 кДж/г. В этом случае $\varepsilon=2{,}6$ кДж/г водяного пара. Найдя на полях $i-d$-диаграммы луч *2—6* (см. $i-d$-диаграмму I приложения) и соединив его с началом координат, получаем направление процесса.

Допустим теперь, что в выражении (43) $i_к$ и $d_к$ соответствуют насыщенному состоянию воздуха и равны $i_{нас}$ и $d_{нас}$. Такое состояние воздуха, очевидно, будет в слое, граничащем с поверхностью воды. С достаточной степенью точности можно принять температуру воздуха в пограничном слое, равной температуре поверхности воды.

Итак, если нам известна температура воды τ, то точка B_0 (рис. 21) на диаграмме, лежащая на пересечении изотермы τ и кривой $\varphi=100\%$, будет характеризовать состояние воздуха в слое, граничащем с поверхностью воды. Соединив точку B_0 с точкой A, получим луч AB_0, представляющий собой геометрическое место возможных состояний воздуха по выходе из камеры. Положение точки B, характеризующей состояние воздуха по выходе из камеры, зависит от степени орошения его водой, продолжительности контакта воздуха с водой, степени распыла воды, скорости движения воздуха в камере и ряда других причин.

При соответствующих условиях воздух по выходе из камеры может быть насыщен, и тогда точка B совпадает с точкой B_0.

Пользуясь схемой на рис. 21, можно найти температуру воды, которую надо иметь в камере, чтобы по заданному начальному и конечному состоянию воздуха получить нужное направление про-

цесса. Для этого надо соединить точки A и B прямой и луч AB продолжать до пересечения с кривой $\varphi=100\%$. Изотерма, проходящая через точку B_0, даст искомую температуру воды в камере.

2. Возможные случаи направления процессов при обработке воздуха водой

При исследовании этого вопроса прежде всего необходимо отметить, что все возможные направления процессов при контакте воздуха с водяной поверхностью лежат в пределах криволинейного треугольника ABC (рис. 22), у которого одной стороной является

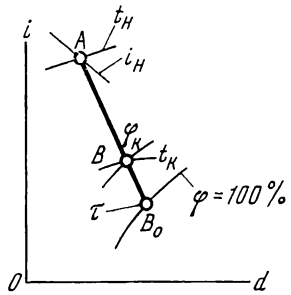


Рис. 21. Изменение состояния воздуха на i—d-диаграмме при его контакте с водой

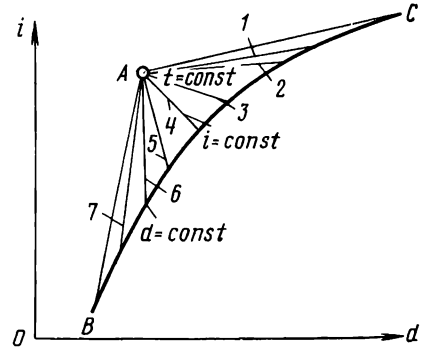


Рис. 22. Область возможных направлений процессов при обработке воздуха водой

пограничная кривая $\varphi=100\%$, а двумя другими сторонами — касательные к этой кривой, проведенные из точки, характеризующей начальное состояние воздуха.

Действительно, если представить себе направление процесса, выходящего из пределов этого треугольника, то луч, проведенный из точки A, не пересечет кривую $\varphi=100\%$. Следовательно, температуру воды, при которой можно осуществить протекание этого процесса, подобрать нельзя. Например, нельзя осуществить процесс нагревания воздуха при $d=\text{const}$ или его подсушки при $i=\text{const}$, обрабатывая воздух водой.

Теперь рассмотрим характерные направления процессов, которые могут протекать в пределах треугольника ABC. Можно различить семь характерных процессов.

В первом процессе (луч *1*, см. рис. 22) $\tau>t_с$, т. е. температура воды в камере выше температуры воздуха по сухому термометру. Очевидно, этот процесс пойдет выше изотермы, и все параметры воздуха $t_с$, i и d будут увеличиваться. Следовательно, в этом процессе произойдут нагревание и увлажнение воздуха.

Во втором процессе (луч *2*) $\tau=t_с$. Это условие характеризует изотермический процесс, т. е. процесс, идущий по $t=\text{const}$ с увели-

чением значений i и d. В этом случае происходит изотермическое увлажнение воздуха.

В третьем процессе (луч *3*) $t_с > \tau > t_м$. Здесь направление процесса идет между изотермой и энтальпией; при этом теплосодержание и влагосодержание воздуха увеличиваются, в то время как его температура понижается. Это объясняется тем, что скрытое тепло, потребное на испарение влаги и забираемое из воздуха, превышает количество явного тепла, получаемого воздухом от нагретой воды. Следовательно — это процесс охлаждения и увлажнения воздуха с повышением теплосодержания.

Так как во всех трех рассмотренных случаях теплосодержание воздуха растет, то для получения этих процессов необходимо в камере распылять подогретую воду.

В четвертом процессе (луч *4*) $\tau = t_м$, изменение состояния воздуха пойдет по $i = \text{const}$, т. е. без притока тепла извне. Здесь вода не отнимает тепло из воздуха и не отдает его, а поэтому надо распылять в камере рециркуляционную воду, которая, совершая в камере замкнутый цикл (от насоса к форсункам, к фильтру для очистки и снова к насосу), приобретает постоянную температуру, равную температуре воздуха по мокрому термометру.

Следует заметить, что при $\tau = t_м$ теплосодержание воздуха в камере увеличивается на величину теплосодержания воды, перешедшей в воздух в виде водяного пара, т. е. на величину $\frac{\Delta d}{1000}\tau$. Однако эта величина применительно к увлажнительным камерам настолько незначительна, что ею можно пренебречь и считать что процесс в камере протекает по $i = \text{const}$.

В этом процессе температура воздуха снижается в результате того, что тепло на испарение воды берется из сухого воздуха и переходит в скрытое тепло водяного пара. Такой способ обработки воздуха водой наиболее распространен на текстильных предприятиях, так как при его осуществлении расходуется минимальное количество воды и в то же время снижается температура воздуха в камере тем больше, чем суше обрабатываемый воздух. Следовательно, этот процесс характеризует адиабатическое (изоэнтальпическое) увлажнение и охлаждение воздуха.

В пятом процессе (луч *5*) $t_м > \tau > t_р$. Направление этого процесса лежит между линиями $i = \text{const}$ и $d = \text{const}$; при таком варианте уменьшаются теплосодержание и температура воздуха, но его влагосодержание увеличивается. В этом процессе происходят охлаждение и увлажнение воздуха с понижением теплосодержания.

В шестом процессе (луч *6*) $\tau = t_р$. Этот процесс интересен тем, что в камере при распылении холодной воды, имеющей температуру, равную точке росы, процесс обработки воздуха водой пойдет по $d = \text{const}$, произойдет снижение теплосодержания и температуры воздуха, но влагосодержание останется постоянным, сколько бы воды ни распыляли в камере. Здесь происходит охлаждение воздуха при постоянном влагосодержании, т. е. сухое охлаждение.

При седьмом процессе (луч 7) $\tau < t_р$. Здесь снижаются не только теплосодержание и температура воздуха, но также и его влагосодержание. Следовательно, если воздух в камере пропускать через холодную водяную завесу, имеющую температуру ниже точки росы, произойдет подсушка воздуха. Итак, в этом процессе воздух охлаждается и подсушивается.

В трех последних случаях необходимо в камере распылять холодную воду. При этом под холодной водой понимается вода, имеющая температуру ниже значения $t_м$, а под нагретой — имеющая температуру выше значения $t_м$.

Мы разобрали процессы обработки воздуха водой, имеющей постоянную температуру. Однако в действительности температура воды в кондиционере меняется от $\tau_н$ до $\tau_к$.

Напишем уравнение теплового баланса в камере для воды и воздуха. Если в камере распыляется G кг/ч воды при начальной температуре $\tau_н$ и конечной $\tau_к$, то количество тепла Q_1, воспринимаемое водой, составит

$$Q_1 = 4G(\tau_к - \tau_н) \text{ кДж/ч},$$

где 4 — теплоемкость воды в кДж/кг·град.

Количество тепла Q_2, воспринимаемое воздухом, согласно приведенной ранее формуле (41), будет равно

$$Q_2 = L(i_н - i_к) \text{ кДж/ч}.$$

Если пренебречь теплопередачей через стенки камеры и теплосодержанием воды, испарившейся в воздух, то можно считать, что количество тепла, воспринимаемого водой и отдаваемого воздухом, равно по абсолютной величине и различно по знаку.

Следовательно,

$$4G(\tau_к - \tau_н) = L(i_н - i_к),$$

отсюда

$$\frac{i_н - i_к}{\tau_к - \tau_н} = \frac{4G}{L} = 4\nu \text{ кг воды/кг воздуха}, \qquad (46)$$

где $\frac{G}{L} = \nu$ — коэффициент орошения воздуха водой, т. е. масса воды в кг, приходящаяся на 1 кг воздуха.

Следует заметить, что в политропических процессах в той или иной мере происходит адиабатическое увлажнение воздуха. В самом деле, при распылении холодной воды часть ее нагревается воздухом до температуры мокрого термометра, после чего начинается адиабатическое испарение, а при распылении нагретой воды часть ее охлаждается до $t_м$, а затем начинается также адиабатическое испарение. Строго говоря, нельзя осуществить процесса, протекающего при $d = \text{const}$, так как некоторая часть воды нагревается до $t_м$, а затем неизбежно происходит адиабатическое увлажнение воздуха.

Отклонение в направлении действительных процессов в оросительной камере от теоретических, изображенных на рис. 22, будет

тем меньше, чем больше коэффициент орошения воздуха водой. Современные кондиционеры работают с большими коэффициентами орошения, обычно в пределах 1÷2 кг воды/кг воздуха, в связи с чем отклонения в направлении действительных процессов от теоретических незначительны. В то же время при больших коэффициентах орошения при охлаждении, увлажнении и осушке воздуха температура воды в камере орошения меняется незначительно; разность температур $\tau_к - \tau_н$, как правило, составляет 1,5÷2° С. Поэтому для практических расчетов можно с достаточной точностью считать, что температура воды в оросительной камере кондиционеров при указанных процессах постоянна.

3. Расчет форсуночных камер

Для расчета форсуночных камер при политропических процессах воспользуемся методом относительного изменения теплосодержания и температуры обрабатываемого воздуха, предложенным Л. М. Зусмановичем из решений дифференциальных уравнений явного и полного теплообмена.

Дифференциальное уравнение явного теплообмена $dQ_{яв}$, протекающего под действием разности температур, имеет вид

$$dQ_{яв} = \alpha (t_н - \tau)\, dF, \tag{47}$$

а полного теплообмена $dQ_п$, включая и влагообмен,

$$dQ_п = [\alpha (t_н - \tau) + r\beta (p_1 - p_2)]\, dF, \tag{48}$$

где α — коэффициент явного теплообмена;
β — коэффициент влагообмена;
$t_н$ — начальная температура воздуха по сухому термометру;
τ — температура воды;
r — скрытое тепло испарения;
p_1 — парциальное давление водяного пара на поверхности воды;
p_2 — парциальное давление водяного пара в воздухе;
dF — поверхность тепло- и влагообмена.

В результате решения этих уравнений и больших экспериментальных исследований Л. М. Зусманович предложил следующие критерии.

1. Безразмерное изменение температуры $\overline{\Delta t}$ обрабатываемого воздуха

$$\overline{\Delta t} = \frac{t_н - t_к}{t_н - t_р}, \tag{49}$$

где $t_н$ и $t_к$ — начальная и конечная температура воздуха;
$t_р$ — температура точки росы.

2. Безразмерное изменение теплосодержания $\overline{\Delta i}$ обрабатываемого воздуха

$$\overline{\Delta i} = \frac{i_н - i_к}{i_н - i_р}, \tag{50}$$

где $i_н$, $i_к$, $i_р$ — соответственно теплосодержание начального и конечного состояния воздуха при температуре точки росы, соответствующей начальному его состоянию.

3. Температурный критерий M_1, учитывающий влияние начальных параметров воздуха и воды на процесс тепло- и влагообмена,

$$M_1 = \frac{t_р - \tau_н}{t_н - t_р}. \tag{51}$$

4. Критерий R, учитывающий влияние влагообмена на теплообмен. Этот критерий имеет вид

$$R = 1 + a\frac{r\beta}{\alpha}, \tag{52}$$

где a — коэффициент пропорциональности.

По исследованиям Л. М. Зусмановича $\overline{\Delta t}$ и $\overline{\Delta i}$ могут быть представлены в общем виде

$$\overline{\Delta t} = \nu^m (1 + M_1) C, \tag{53}$$

$$\overline{\Delta i} = \nu^n (1 + M_1 R) A R^{-k}, \tag{54}$$

где ν — коэффициент орошения воздуха водой в кг/кг;

A и C — опытные коэффициенты;

m, n, k — опытные степенные показатели.

Уравнения (53) и (54) в общем виде описывают все семь процессов, возникающих при контакте воздуха с водой.

Для процессов явного теплообмена при понижении теплосодержания воздуха уравнение (53) примет вид

$$\overline{\Delta t} = \nu^{0,35} (0,73 + 0,49 M_1). \tag{55}$$

Для процессов, протекающих с понижением теплосодержания воздуха, включая процессы с его охлаждением и подсушкой, с сухим охлаждением по d=const и с охлаждением и увлажнением воздуха, формула (54) имеет вид

$$\overline{\Delta i} = 0,67 (1 + M_1 R) R^{-0,3} \nu^{0,53}. \tag{56}$$

Чтобы облегчить расчеты оросительных камер, Л. М. Зусманович составил номограммы; одна из таких номограмм, составленная по формулам (55) и (56), для форсунок грубого распыла с диаметром выхода 4÷5 мм, приведена на рис. 23. Для определения критерия R служит номограмма, показанная на рис. 24.

Ниже приведен численный пример использования этих номограмм.

Пример. Через форсуночную камеру кондиционера КТ-80 пропускается 80 000 м³/ч воздуха с начальными параметрами $t_н = 30°$ С, $i_н = 58$ кДж/кг (точка A на рис. 25), по выходе из камеры требуется, чтобы $t_к = 18°$ С, а $i_к = 51$ кДж/кг (точка B). Обработка воздуха производится в двухрядной форсуночной камере. Найти расход холодной воды для осуществления данного процесса.

Сначала находим значения критериев $\overline{\Delta t}$ и $\overline{\Delta i}$, пользуясь зависимостями (49) и (50).

В нашем случае

$$\overline{\Delta t} = \frac{t_н - t_к}{t_н - t_р} = \frac{30 - 18}{30 - 14{,}6} = 0{,}78.$$

Значения $t_к$ и $t_р$ находим из построения на i—d-диаграмме (см. рис. 25).

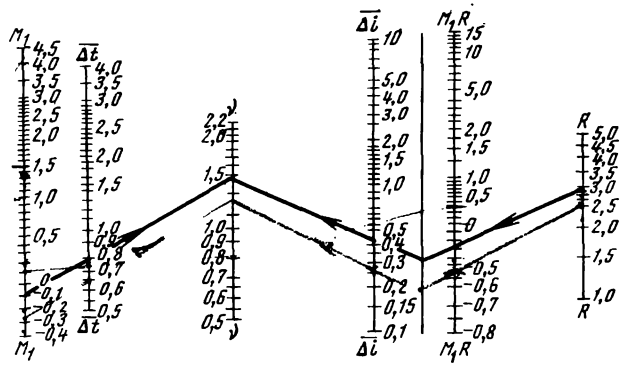


Рис. 23. Номограмма Л. М. Зусмановича для расчета форсуночной камеры при политропических процессах

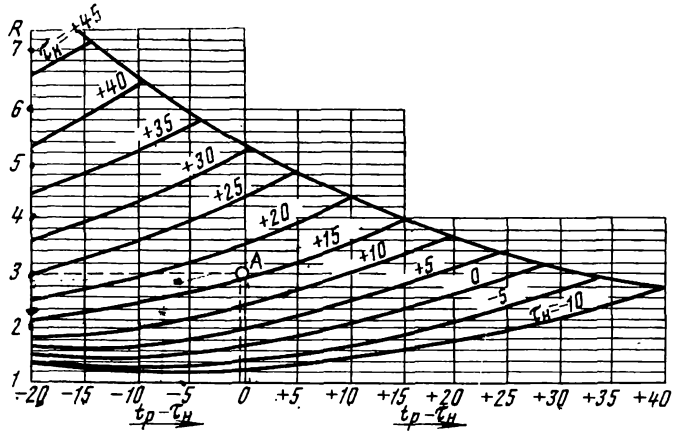


Рис. 24. Номограмма для определения критерия R

Находим далее $\overline{\Delta i}$:

$$\overline{\Delta i} = \frac{i_н - i_к}{i_н - i_р} = \frac{58 - 51}{58 - 42} = 0{,}44.$$

Значение $i_р$ находим также из рис. 25.

Определим далее значение критерия M_1 по формуле (51), предварительно задавшись начальной температурой воды $\tau_н = 16°$ С:

$$M_1 = \frac{t_р - \tau_н}{t_н - t_р} = \frac{14{,}6 - 16}{30 - 14{,}6} = -\frac{1{,}4}{15{,}4} = -0{,}09.$$

По номограмме на рис. 24 находим значение R. На этой номограмме по оси абсцисс нанесены значения разности температур $t_р$—$\tau_н$, а по оси ординат — значения R; в этой системе координат нанесены кривые, соответствующие $\tau_н$.

В нашем случае $t_р$—$\tau_н$=14,6—16=—1,4° С. Из точки, соответствующей —1,4° С, проведем вертикаль до пересечения с линией $\tau_н$=16° С (точка A). Из точки A проведем горизонтальную линию до пересечения с осью ординат, в результате чего находим R=3.

Находим далее произведение M_1R=—0,09·3=—0,27.

Переходим теперь к определению коэффициента орошения по номограмме на рис. 23, исходя из того, что в оросительной камере должен осуществляться как явный, так и полный теплообмен (включая влагообмен). Определим сначала коэффициент орошения ν по явному теплообмену, воспользовавшись левыми шкалами. Найдя точки на шкале M_1=—0,09 и на шкале $\Delta\bar{t}$=0,78, соединяем их прямой линией; эту линию ведем до пересечения со шкалой ν, по которой считываем значение ν= =1,4 кг/кг. Воспользовавшись правыми шкалами, находим ранее найденные значения на шкале R= =3 и на шкале M_1R=—0,27; соединив их прямой линией, продолжаем ее до пересечения с немой шкалой и из точки пересечения проводим прямую через точку на шкале $\Delta\bar{i}$=0,44; эту прямую продолжаем до пересечения со шкалой ν, по которой находим то же значение ν=1,4 кг/кг.

Таким образом, в обоих случаях значение ν оказалось одинаковым, что говорит о правильности выбора начальной температуры воды. Если такого совпадения не получится, надо задаться другой начальной температурой воды и методом последовательного приближения найти необходимую температуру $\tau_н$.

Зная ν, находим количество воды, распыляемое форсунками,

$$G = \nu L_0 \rho = 1{,}4 \cdot 80\,000 \cdot 1{,}2 = 134\,000 \text{ кг/ч},$$

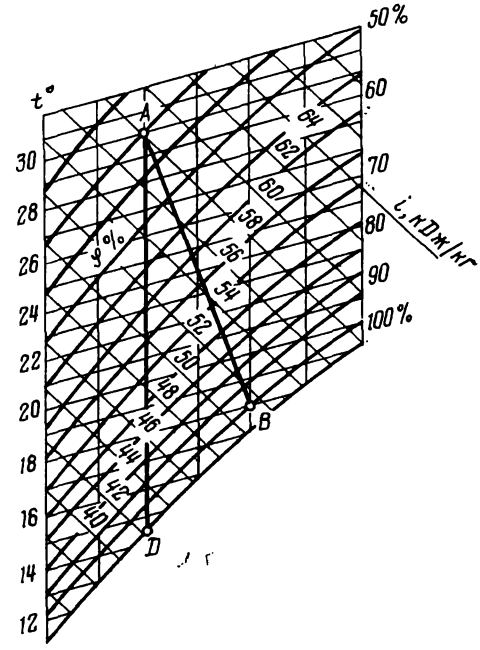


Рис. 25. Номограмма процесса обработки воздуха холодной водой в форсуночной камере

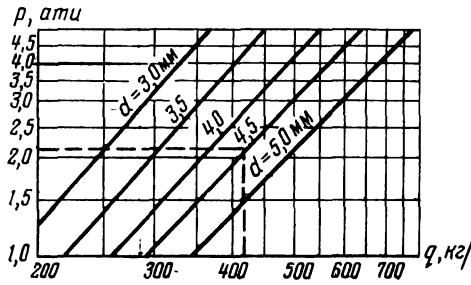


Рис. 26. Номограмма для определения давления воды перед форсунками

где ρ — плотность воздуха, равная обычно 1,2 кг/м³;

L_0 — количество воздуха в м³/ч.

Общее число форсунок n при двух рядах и при плотности их расположения 18 шт/м²·ряд по данным табл. 10 составит 312. Тогда производительность q

одной форсунки будет равна

$$q = \frac{G}{n} = \frac{134\,000}{312} = 430 \text{ л/с}.$$

Избыточное давление перед форсунками при диаметре выхода 4,5 мм по номограмме (рис. 26) составит 2,2 ати.

Конечную температуру воды в кондиционере найдем по ранее приведенному уравнению (46):

$$\frac{i_н - i_к}{\tau_к - \tau_н} = 4\nu,$$

отсюда

$$\tau_к = \tau_н + \frac{i_н - i_к}{4\nu}.$$

В нашем случае

$$\tau_к = 16 + \frac{58 - 51}{4 \cdot 1,4} = 16 + 1,35 = 17,35°\text{C}.$$

Мы видим, что температура воды в кондиционере изменяется незначительно.

Расход холодной воды ($G_{хол}$), поступающей из холодильной установки (обычно при температуре 8° С), составит

$$G_{хол} = \frac{G(\tau_к - \tau_н)}{\tau_к - \tau_{хол}} = \frac{134\,000(17,35 - 16)}{17,35 - 8} = 19\,400 \text{ кг/ч}.$$

Следовательно, при заданных условиях в оросительную камеру кондиционера должно поступать 134 000 кг/ч воды при температуре 16° С, из них 19 400 кг/ч холодной воды из холодильной установки при температуре 8° С, а остальное количество воды (134 000—19 400 = 114 600 кг/ч при температуре 17,35° С) должно подмешиваться к ней из поддона кондиционера.

Рассмотрим расчет форсуночных камер для адиабатического (изоэнтальпического) процесса увлажнения и охлаждения воздуха. Для такого процесса характерно то, что приращение теплосодержания воздуха в камере равно нулю и, следовательно, относительное приращение теплосодержания $\overline{\Delta i} = 0$.

Адиабатические процессы рассчитывают по двум основным критериям: по $\overline{\Delta t_а}$ — относительному изменению температуры воздуха в оросительной камере и по $\overline{M}_а$ — температурному критерию при адиабатических процессах. При этом

$$\overline{\Delta t_а} = \frac{t_н - t_к}{t_н - t_р},$$

$$\overline{M}_а = \frac{t_н - t_м}{t_н - t_р}.$$

В данном случае критерий $\overline{M}_а$ представляет собой отношение психрометрической и гигрометрической разности температур и, следовательно, характеризует начальные параметры обрабатываемого воздуха.

Для осуществления адиабатического увлажнения и охлаждения воздуха в оросительных камерах кондиционеров КТ применяют двухрядное расположение форсунок со взаимно встречным распылением воды.

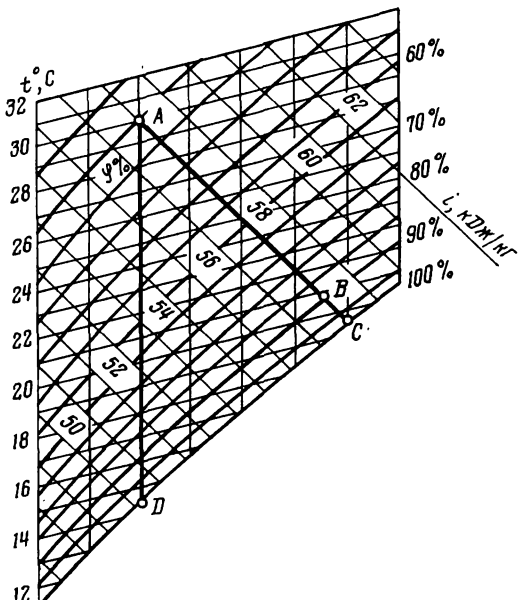


Рис. 27. Номограмма для нахождения $t_м$ и $t_р$

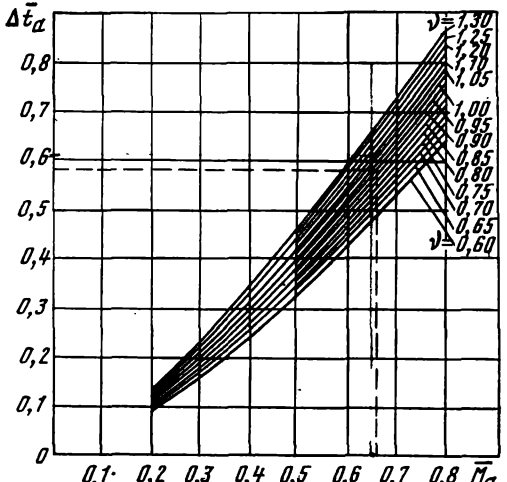


Рис. 28. Номограмма для расчета двухрядной оросительной камеры при адиабатическом процессе (по данным Л. М. Зусмановича)

Пример. Через форсуночную камеру КТ-80 пропускается 80 000 м³/ч воздуха с начальными параметрами $t_н = 30°$ С и $i_н = 58$ кДж/кг. Требуется, чтобы воздух увлажнился до 90% за счет адиабатического испарения. Найти расход воды для осуществления данного процесса.

Построим схему процесса на $i-d$-диаграмме (рис. 27). На этой схеме точка A характеризует начальные параметры воздуха $t_н = 30°$ С, $i_н = 58$ кДж/кг; точка B — конечные параметры воздуха $t_к = 20{,}8°$ С, $\varphi_к = 90\%$; точка C — температуру мокрого термометра $t_м = 19{,}5°$ С; точка D — температуру точки росы $t_р = 14{,}5°$ С.

Исходя из этих данных, получим

$$\overline{\Delta t_a} = \frac{t_н - t_к}{t_н - t_р} = \frac{30 - 20{,}8}{30 - 14{,}5} = 0{,}59,$$

$$\overline{M_a} = \frac{t_н - t_м}{t_н - t_р} = \frac{30 - 19{,}5}{30 - 14{,}5} = 0{,}68.$$

Пользуясь номограммой на рис. 28, находим коэффициент орошения воздуха водой $\nu = 0{,}95$ кг воды/кг воздуха.

Определим далее потребное количество воды G, распыляемое форсунками:

$$G = \nu L \rho = 0{,}95 \cdot 80\,000 \cdot 1{,}2 = 91\,200 \text{ кг/ч}.$$

Общее число форсунок n в камере при двух рядах и при плотности их расположения 18 шт/м²·ряд по данным табл. 10 составит 312 шт. Тогда производительность одной форсунки будет равна

$$q = \frac{G}{n} = \frac{91\,200}{312} = 290 \text{ кг/ч}.$$

Избыточное давление перед форсунками при диаметре выходного отверстия 3 мм по номограмме на рис. 26 должно составлять 2,9 ати.

Глава VII

РАСЧЕТ УСТАНОВОК ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Основное назначение установок для кондиционирования воздуха заключается в создании внутри рабочих залов температурно-влажностного режима, удовлетворяющего санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям. Это может быть достигнуто при надлежащей производительности установки, т. е. при соответствующей подаче кондиционированного воздуха, количество которого определяется из выражения

$$L_м = \frac{\Sigma Q}{\Delta i_{зала} \cdot K_э} = \frac{\Sigma Q}{(i_в - i_к) K_э} \text{ кг/ч} \qquad (57)$$

или

$$L_0 = \frac{L_м}{\rho} \text{ м}^3/\text{ч}, \qquad (57а)$$

где $L_м$ — производительность (массовая) установки для кондиционирования воздуха в кг/ч;

L_0 — производительность (объемная) той же установки в м³/ч;

ΣQ — сумма теплопоступлений в рабочем зале от всех имеющихся источников в кДж/ч;

$\Delta i_{зала}$ — приращение теплосодержания 1 кг воздуха, поступающего в зал; оно равно разности теплосодержаний внутреннего воздуха и воздуха, выходящего из кондиционера; эту величину обычно называют связующим эффектом по теплу, ее размерность кДж/кг;

$K_э$ — коэффициент эффективности воздухообмена, зависящий от способа подачи воздуха в помещение и удаления из него; этот коэффициент безразмерен (более подробно об этом коэффициенте будет сказано в главе XII);

ρ — плотность воздуха; для стандартного воздуха (при $t=20°$ С; $\varphi=50\%$ и $p_б=760$ мм рт. ст.), равная 1,2 кг/м^3.

В практических расчетах в формулу (57) вводят поправку на нагревание воздуха в вентиляторе $\Delta i_{вен}$, равную 0,8 кДж/кг. Тогда формула (57) примет вид

$$L_м = \frac{\Sigma Q}{(\Delta i_{зала} - \Delta i_{вен}) K_э} = \frac{\Sigma Q}{(i_в - i_к - \Delta i_{вен}) K_э} \text{ кг/ч.} \quad (57б)$$

Сумму теплопоступлений в зале легко определить простым арифметическим подсчетом, руководствуясь данными, приведенными в главе IV. Величину связывающего эффекта проще всего найти по i—d-диаграмме, произведя соответствующее построение процесса.

Производительность установки для кондиционирования воздуха существенным образом зависит от того, при каких наружных условиях требуется обеспечить внутренние климатические условия в зале. В связи с этим, как указано в главе V, установки для кондиционирования воздуха рассчитывают по параметрам наружного воздуха *А*, *Б* и *В*. Их значения приведены в табл. III приложения.

При выборе внутренних климатических условий руководствуются санитарно-гигиеническими и технологическими требованиями, характерными для данного производства. Зная расчетные наружные и внутренние климатические условия, перейдем к построению схем процессов изменения состояния воздуха в кондиционере и в зале. Рассмотрим несколько характерных случаев.

1. Схемы процессов кондиционирования воздуха для летнего времени без рециркуляции воздуха

Схема процесса без доувлажнения

По данным $t_н$ и $i_н$ находим на диаграмме точку D_1 (рис. 29), характеризующую состояние наружного воздуха. Положим, что воздух обрабатывается в камере рециркуляционной водой, температура которой постоянна и равна температуре воздуха по мокрому термометру; следовательно, процесс в камере должен пойти по линии $i=$const. Однако в действительности процесс в камере несколько отклоняется от линии $i=$const за счет перехода тепла испарившейся воды в воздух, а также вследствие теплопередачи

через стенки камеры и добавления воды в фильтр взамен испарившейся. Однако эти отклонения при сравнительно низких температурах воздуха и воды невелики и практического значения не имеют.

В оросительных камерах воздух обычно увлажняется до 95%. Таким образом, точка пересечения энтальпии — линии $i=\text{const}$, проведенной из точки D_1, с кривой $\varphi_к=95\%$, т. е. точка B_1, определяет состояние воздуха по выходе из камеры.

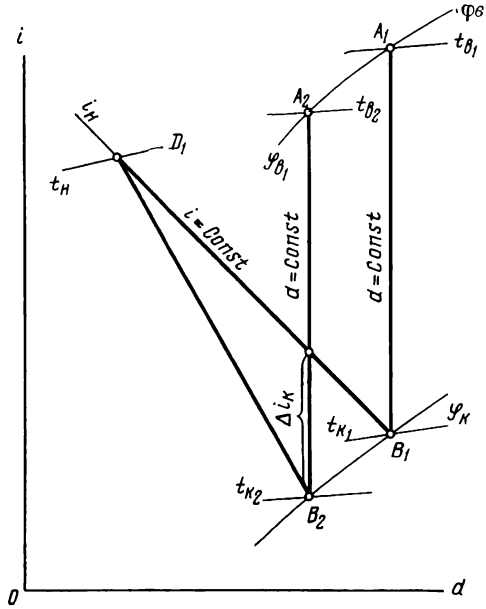


Рис. 29. Схема кондиционирования воздуха без доувлажнения для летнего времени на i—d-диаграмме

Поступив из камеры в рабочий зал, воздух будет поглощать тепло, выделяемое машинами и другими источниками. Так как по условию задачи доувлажнения в зале нет, то, очевидно, процесс пойдет с увеличением теплосодержания, но при постоянном влагосодержании, т. е. по вертикали вверх. Влаговыделением людей и полуфабриката пренебрегаем ввиду незначительности этих величин.

Чтобы обеспечить в рабочем зале нужную по технологическим условиям относительную влажность воздуха $\varphi_{в_1}$, необходимо из точки B_1 по линии $d=\text{const}$ подняться до пересечения с кривой $\varphi_{в_1}$. Параметры полученной точки пересечения будут характеризовать состояние воздуха в рабочем зале. Найдя точку A_1, по диаграмме определяем, какая температура воздуха в производственном помещении ей соответствует. Если температура не выходит за пределы гигиенических норм и технологических требований, то на этом построение процесса заканчивают. Если же температура превышает допустимые пределы, то, значит, воздух в камере недостаточно охлаждается за счет адиабатического испарения, и тогда необходимо ввести в камере распыление холодной воды.

Рассмотрим построение этого процесса. По технологическим условиям влажность воздуха должна иметь определенную величину, поэтому на той же кривой берем точку A_2, находящуюся на изотерме $t_{в_2}$, параметры которой соответствуют санитарным нормам и технологическим требованиям. Очевидно, что процесс в зале пойдет также по вертикали, а именно по линии B_2A_2, причем точка B_2 характеризует состояние воздуха по выходе из камеры.

Чтобы состояние воздуха по выходе из камеры соответствовало параметрам точки B_2, необходимо процесс в камере вести по линии D_1B_2; при этом приращение теплосодержания воздуха в камере будет равно

$$\Delta i_к = i_к - i_н \text{ кДж/кг.}$$

Так как $i_к < i_н$, то $\Delta i_к$ — отрицательная величина.

Зная величину $\Delta i_к$, можно найти холодопроизводительность установки из выражения

$$Q_{хол} = -\Delta i_к L_м \text{ кДж/ч,}$$

где $L_м$ — количество подаваемого кондиционированного воздуха в кг/ч.

Схема процесса с доувлажнением

Как уже указывалось, в этих установках воздух увлажняется сначала в камере и дополнительно в рабочем зале.

Пусть точка D_1 (рис. 30) характеризует состояние наружного воздуха. Процесс обработки воздуха водой в камере пойдет так же, как и в ранее рассмотренном случае, и остановится в точке B_1 на кривой $\varphi_к$. В рабочем зале будут одновременно происходить процесс поглощения тепла, выделяемого машинами и другими источниками, и процесс испарения воды, распыляемой доувлажнительными форсунками.

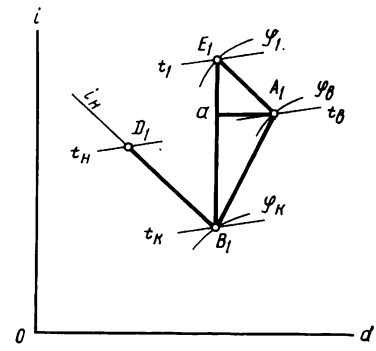


Рис. 30. Схема кондиционирования воздуха с доувлажнением для летнего времени на i—d-диаграмме

Находим далее на диаграмме точку A_1, параметры которой удовлетворяют санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям. Процесс одновременного поглощения тепла и влаги в зале изобразится политропой B_1A_1.

Для удобства расчета разлагаем процесс, протекающий по прямой B_1A_1, на два составляющих: процесс поглощения тепла (линия B_1E_1) и процесс поглощения влаги (линия A_1E_1). Отметим, что точка E_1 характеризует состояние воздуха в рабочем зале при выключенном доувлажнении.

Связующий эффект по теплу во всех рассмотренных случаях можно найти, взяв разность теплосодержаний внутреннего воздуха и воздуха по выходе из камеры, т. е.

$$\Delta i_{зала} = i_в - i_к \text{ кДж/кг.}$$

Горизонтальный отрезок A_1a характеризует приращение влагосодержания воздуха в цехе, т. е.

$$\frac{A_1a}{m_d} = \Delta d_{зала} \text{ г/кг.}$$

Количество воды, которое должны распылять форсунки доувлажнения, будет равно

$$G_{\text{зала}} = \frac{\Delta d_{\text{зала}} L_{\text{м}}}{1000} \text{ кг/ч.}$$

Зная величину $G_{\text{зала}}$ и производительность форсунки, можно определить их потребное количество для установки в зале.

Как уже указывалось, в системах кондиционирования широко применяется рециркуляция воздуха — летом для экономии холода, зимой для экономии тепла. При наличии рециркуляции в оросительную камеру поступает смесь наружного и внутреннего воздуха, в связи с чем рассмотрим, как выглядят процессы смешивания воздуха на i—d-диаграмме.

Процессы смешивания воздуха на i—d-диаграмме

Допустим, что наружный воздух поступает в камеру с параметрами $t_{\text{н}}$, $\varphi_{\text{н}}$, $i_{\text{н}}$, $d_{\text{н}}$ (точка D, рис. 31), внутренний — с параметрами $t_{\text{в}}$, $\varphi_{\text{в}}$, $i_{\text{в}}$, $d_{\text{в}}$ (точка A); предположим далее, что на 1 кг сухого наружного воздуха примешивается n кг сухого внутреннего воздуха, т. е.

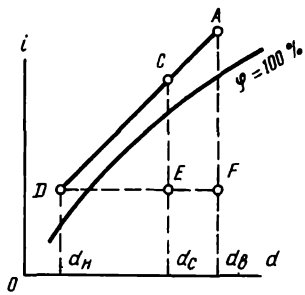


Рис. 31. Схема процесса смешивания воздуха на i—d-диаграмме

$$\frac{L_{\text{в}}}{L_{\text{н}}} = n. \qquad (58)$$

Пусть параметры смеси будут $t_{\text{с}}$, $\varphi_{\text{с}}$, $i_{\text{с}}$, $d_{\text{с}}$ (точка C).

Теплосодержание смеси на 1 кг содержащегося в ней сухого воздуха определится из выражения

$$i_{\text{с}} = \frac{i_{\text{н}} L_{\text{н}} + i_{\text{в}} L_{\text{в}}}{L_{\text{н}} + L_{\text{в}}}.$$

Заменяя в этой формуле $L_{\text{в}}$ на $nL_{\text{н}}$ из выражения (58) и произведя сокращения на $L_{\text{н}}$, найдем

$$i_{\text{с}} = \frac{i_{\text{н}} + n i_{\text{в}}}{1+n},$$

а влагосодержание смеси аналогично определим из выражения

$$d_{\text{с}} = \frac{d_{\text{н}} + n d_{\text{в}}}{1+n}$$

или

$$i_{\text{с}} - i_{\text{н}} = n(i_{\text{в}} - i_{\text{с}}), \qquad (59)$$

$$d_{\text{с}} - d_{\text{н}} = n(d_{\text{в}} - d_{\text{с}}). \qquad (60)$$

Разделив уравнение (59) на уравнение (60), получим

$$\frac{i_{\text{с}} - i_{\text{н}}}{d_{\text{с}} - d_{\text{н}}} = \frac{i_{\text{в}} - i_{\text{с}}}{d_{\text{в}} - d_{\text{с}}}. \qquad (61)$$

Выражение (61) представляет собой уравнение прямой линии с текущими координатами $i_{\text{с}}$, $d_{\text{с}}$, проходящей через точки A и D

(см. рис. 31); иными словами, линия AD есть геометрическое место точек, характеризующих смеси наружного и внутренного воздуха. Точка C, характеризующая смесь, будет лежать на этой прямой независимо от пропорции смеси.

Определим положение точки C на прямой AD.

Из подобия треугольников ADF и CDE имеем

$$\frac{DC}{AC}=\frac{DE}{EF}.$$

Но

$$\frac{DE}{m_d}=d_c-d_н,\quad \frac{EF}{m_d}=d_в-d_c,$$

следовательно,

$$\frac{DC}{AC}=\frac{d_c-d_н}{d_в-d_c}.$$

Так как из уравнения (60)

$$\frac{d_c-d_н}{d_в-d_c}=n,$$

то с учетом уравнения (61) получим

$$\frac{DC}{AC}=\frac{d_c-d_н}{d_в-d_c}=n. \tag{62}$$

Из уравнения (62) следует, что точка C, лежащая на прямой смеси, делит отрезок AD на части, обратно пропорциональные массам наружного и внутреннего воздуха, входящего в состав смеси.

Примем далее длину отрезка AD за полное количество смеси воздуха. Тогда содержание наружного воздуха в смеси будет равно

$$L_н=\frac{AC}{AD}\cdot 100\%, \tag{63}$$

а внутреннего воздуха

$$L_в=\frac{DC}{AD}\cdot 100\%. \tag{63а}$$

2. Схемы процессов кондиционирования воздуха в летнее время с рециркуляцией воздуха

В установках для кондиционирования воздуха нередко применяется рециркуляция воздуха в летнее время. Такая рециркуляция целесообразна в том случае, если теплосодержание внутреннего воздуха меньше теплосодержания наружного воздуха, т. е. когда $i_в<i_н$. На рис. 32 показаны схемы процессов кондиционирования воздуха с рециркуляцией внутреннего воздуха в летнее время. На схемах наружный воздух, характеризуемый точкой D, смешивается с внутренним воздухом (точка A). Смесь, в которой должно содержаться потребное количество наружного воздуха по санитарным нормам (точка C), проходит через оросительную часть

кондиционера, после чего в состоянии B поступает в цех; в цехе процесс идет по линии BA. По схеме, изображенной на рис. 32, *а*, воздух в кондиционере охлаждается и увлажняется, а по схеме, приведенной на рис. 32, *б*, воздух в кондиционере охлаждается и подсушивается; в обеих рассматриваемых схемах процесс в зале идет по линии $d=\text{const}$. По схеме, изображенной на рис. 32, *в*, процесс в зале идет с увеличением тепло- и влагосодержания воздуха. Такой процесс будет происходить при доувлажнении воздуха в зале, а также в том случае, когда влага выделяется технологическим оборудованием или людьми, находящимися в большом количестве

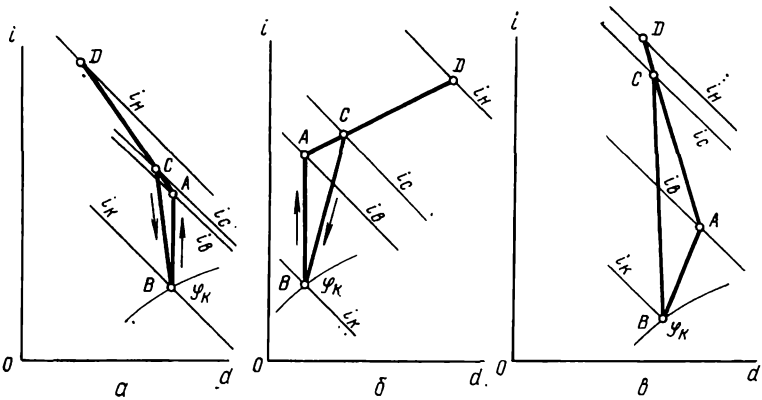


Рис. 32. Схемы процессов кондиционирования воздуха с рециркуляцией внутреннего воздуха в летнее время

в зале. Направление процесса в зале в этом случае определяется на i—d-диаграмме I приложения лучом ε углового масштаба.

Как следует из всех трех схем, расход холода Q_x, определяемый из общего выражения $Q=(i_н—i_с)L_м$, при рециркуляции резко сокращается, так как в данном случае вместо i берется $i_с$. Из схем видно, что $i_с$ значительно меньше $i_н$.

Числовые примеры расчета установок для кондиционирования воздуха с помощью i—d-диаграммы для летнего и зимнего времени года приведены в главе I второго раздела.

3. Схемы процессов на i — d-диаграмме для зимнего времени

Схема процесса без доувлажнения

Пусть в оросительную камеру поступает внутренний воздух, характеризуемый точкой A (рис. 33); к нему примешивается наружный воздух состояния D. Соединив точки A и D прямой, получаем линию смесей AD. При отсутствии доувлажнения процесс поглощения тепла в зале пойдет по линии $d=\text{const}$, начинаясь в точке B на пересечении линии $d=\text{const}$ и кривой $\varphi=95\%$ и заканчиваясь в точке A.

При обработке воздуха рециркуляционной водой процесс увлажнения в камере пойдет по линии $i=\text{const}$ через точку B. Нетрудно видеть, что точка C пересечения линии $i=\text{const}$ с линией смеси AD характеризует состояние смеси наружного и внутреннего воздуха перед водяной завесой. Пройдя последнюю, воздух из состояния C переходит в состояние B.

Сделав такое построение, необходимо проверить, содержится ли в смеси необходимое количество наружного воздуха согласно санитарным нормам СН 245—71. Пользуясь формулой (63), найдем процентное m, а по нему и объемное содержание наружного воздуха в смеси, которое можно нагреть за счет тепла внутреннего воздуха:

$$L_{\text{н}} = \frac{AC}{AD} \cdot 100 = m\%.$$

Если полученная величина $L_{\text{н}}$ удовлетворяет санитарным нормам, то подогрева воздуха не требуется. Если же эта величина $L_{\text{н}}$ не удовлетворяет санитарным нормам, необходим подогрев воздуха. Этот подогрев, проводимый до сепаратора, называют первым подогревом. Его осуществляют калориферами или подогретой водяной завесой.

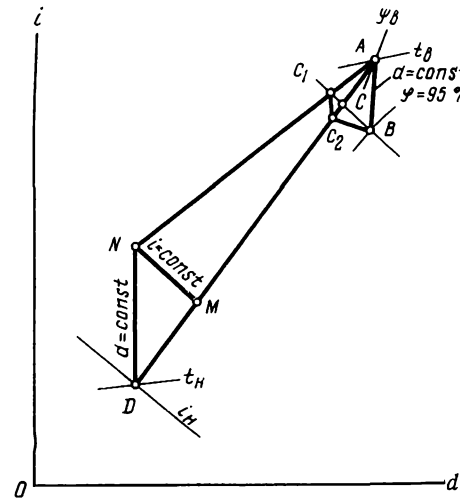


Рис. 33. Схема процесса кондиционирования воздуха без доувлажнения в зимнее время на i—d-диаграмме

Рассмотрим, как изобразится на i—d-диаграмме процесс нагревания воздуха в калорифере.

Воздух, омывая горячие сухие поверхности калорифера, увеличит теплосодержание при неизменном влагосодержании. Следовательно, на i—d-диаграмме этот процесс пойдет из точки D по линии $d=\text{const}$. Конечную точку нагрева воздуха находим следующим образом.

На линии смесей AD откладываем от точки A отрезок $AM=mAC$ и из точки M проводим линию $i=\text{const}$ до пересечения с вертикалью $d=\text{const}$; полученную точку пересечения N соединяем с точкой A, а луч BC продолжаем до пересечения с линией AN.

Из подобия треугольников AC_1C и ANM имеем

$$\frac{AN}{AC_1} = \frac{AM}{AC} = m.$$

Таким образом, точка C_1 делит прямую AN в том же отношении, что и точка C прямую AM. Отсюда приходим к выводу, что для обеспечения в смеси потребного содержания наружного воздуха

надо его нагреть до состояния N, а затем смешать его с внутренним воздухом. Полученная новая точка смеси C_1 будет характеризовать требуемое состояние воздуха с m-ным содержанием наружного воздуха, удовлетворяющее санитарным нормам. Величина первого подогрева будет равна

$$Q_1 = \Delta i_н L_н = \frac{ND}{m_l} L_н \text{ кДж/ч.} \quad (64)$$

Рассмотрим теперь, как изобразится первый подогрев в результате распыления в камере подогретой воды. Для изображения этого процесса отложим на линии AD точку C_2; при этом воздух, характеризуемый точкой C_2, содержит требуемое количество наружного воздуха по санитарным нормам, т. е.

$$\frac{C_2A}{AD} \cdot 100 = m\%.$$

Соединив точки C_2 и B, получим луч C_2B, соответствующий политропическому процессу в камере. Размер первого подогрева при этом будет равен

$$Q_1 = \Delta i_с L_м = \frac{C_1C_2}{m_l} L_м \text{ кДж/ч.}$$

Выявим необходимость, а также величину второго подогрева, что определяется по тепловому балансу в рабочем зале. Количество тепла, потребное для перевода воздуха из состояния B в состояние A, будет определяться соотношением

$$\Delta i_{потр} = \frac{AB}{m_l} = i_в - i_к \text{ кДж/кг.}$$

Далее находим фактический остаток тепла в зале, приходящийся на 1 кг приточного воздуха:

$$\Delta i_{факт} = \frac{\Sigma Q_{выд} - \Sigma Q_{пот}}{L_м} \text{ кДж/кг,}$$

где $\Sigma Q_{выд}$ — сумма теплопоступлений в зале в кДж/ч;
$\Sigma Q_{пот}$ — сумма теплопотерь через ограждения здания в кДж/ч;
$L_м$ — производительность установки для кондиционирования воздуха в кг/ч.

Очевидно, что если фактический остаток тепла в зале соответствует потребному, т. е. $\Delta i_{потр} = \Delta i_{факт}$, или если они близки по своей величине, то второго подогрева делать не надо.

Если же $\Delta i_{потр} > \Delta i_{факт}$, то необходим второй подогрев, осуществляемый секцией второго подогрева кондиционера или отопительной системой в зале.

Размер второго подогрева

$$Q_2 = (\Delta i_{потр} - \Delta i_{факт}) L_м \text{ кДж/ч.} \quad (65)$$

В ряде случаев, когда это не противоречит санитарно-гигиеническим требованиям, можно избежать второго подогрева за счет

сокращения производительности вентиляционной системы в соответствии с тепловым балансом. Производительность вентиляционной системы в зимнее время легко определить из выражения

$$L_{зим} = \frac{\Sigma Q_{выд} - \Sigma Q_{потр}}{\Delta i_{потр}} = \frac{\Sigma Q_{выд} - \Sigma Q_{потр}}{i_в - i_к}.$$

Если $\Delta i_{потр} < \Delta i_{факт}$, то это указывает на избыток тепла в зале. Этот избыток может быть поглощен в результате работы системы доувлажнения.

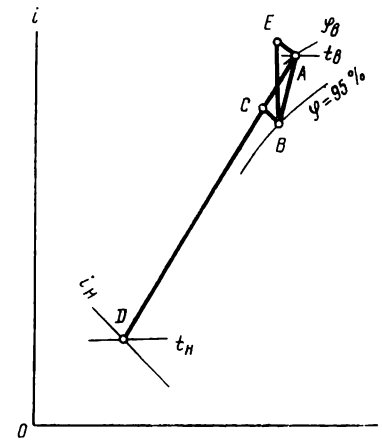


Рис. 34. Схема процесса кондиционирования воздуха с доувлажнением в зимнее время на i—d-диаграмме

Схема процесса с доувлажнением

На рис. 34 приведена схема процесса кондиционирования воздуха с доувлажнением в зимнее время. При построении этой схемы на линии смеси AD выбираем точку C с теплосодержанием $i_с = i_в - \Delta i_{факт}$; из точки C проводим линию $i = \text{const}$, характеризующую камерный процесс, до пересечения с кривой $\varphi = 95\%$. Из точки B ведем процесс доувлажнения в зале по политропе BA. Политропический процесс можно разложить так же, как и ранее, на два составляющих процесса: поглощения тепла (линия BE) и поглощения влаги (линия EA).

Глава VIII

БОРЬБА С ПЫЛЬЮ

На практике приходится встречаться с двумя основными видами выделения пыли.

Общее выделение пыли. В этом случае пыль образуется рассеянно по всему помещению, обычно в небольших количествах. Такого рода выделение пыли встречается в ленточных, ровничных, прядильных, мотально-сновальных и ткацких залах.

Местное выделение пыли. Здесь пыль образуется в определенных частях или органах машин обычно в больших количествах. Характерными машинами с местным пылевыделением являются: кипоразрыхлители, волчки, чесальные, трясильные, стригальные, пухоочистительные машины и т. п.

При выборе методов борьбы с запыленностью воздуха необходимо учитывать характер выделения пыли.

1. Типы вентиляции

Общеобменная вентиляция

Общеобменная вентиляция применяется, как правило, при общем пылевыделении. Принцип работы общеобменной вентиляции основан на разбавлении вредных примесей, содержащихся в воздухе, путем подачи в вентилируемое помещение очищенного воздуха, который при смешивании с воздухом помещения снижает запыленность до допустимых концентраций. Необходимо учитывать также такой фактор снижения запыленности воздуха, как его естественное очищение вследствие оседания пыли под действием силы тяжести на поверхностях пола и машин.

Чтобы оценить значение оседания пыли в борьбе с запыленностью, воспользуемся данными проф. А. И. Пахомычева: в условиях хлопчатобумажных прядильных фабрик, где выделяется сравнительно мелкая пыль, примерно 60% пыли из воздуха осаждается, а остальные 40% удаляются вентиляционной установкой. Осаждается в основном более крупная и тяжелая пыль.

Местная вентиляция

При местном выделении пыли, т. е. там, где пыль образуется сосредоточенно в определенных органах машины, обычно применяется местная (локализующая) вентиляция в виде местных отсосов пыли. В этом случае места, где выделяется пыль, снабжаются соответствующими укрытиями или ограждениями, из которых отсасывается пыльный воздух. Такая разновидность вентиляции называется аспирацией.

Укрытие должно быть по возможности герметичным и не мешать нормальной работе машин. Форма и размеры укрытия или пылеприемника определяются конструкцией и характером работы данной машины.

Заводы-изготовители обязаны, как правило, поставлять укрытия пылевыделяющих органов комплектно с машинами.

Удаление пыли местными отсосами значительно эффективнее, чем установками общеобменной вентиляции, так как при этом вредные выделения удаляются в основном в местах их образования.

2. Очистка воздуха от пыли

Помимо естественной очистки воздуха от пыли путем ее осаждения, в рабочих залах используют ряд искусственных устройств, задерживающих частицы пыли из воздуха.

На текстильных предприятиях применяют два основных способа очистки: сухую и мокрую.

Сухая очистка воздуха

Сухая очистка воздуха применяется, если в воздухе содержится большое количество достаточно крупной пыли, представляющей собой известную ценность (после извлечения из воздуха

она поступает в дальнейшую переработку). Сухой очисткой обычно пользуются в цехах первичной обработки волокна: сортировочно-трепальных и чесальных отделах. Сухую очистку применяют в некоторых цехах отделочных фабрик, как, например в стригальных и ворсовальных отделах и т. п., а также в кондиционерах в качестве предварительной ступени очистки воздуха от пыли.

На текстильных фабриках используют ряд устройств для сухой очистки воздуха от пыли.

Пылеосадочные камеры. Пылеосадочные камеры представляют собой достаточно объемные помещения (рис. 35), в которые поступает пыльный воздух для очистки. На текстильных фабриках эти камеры часто расположены в подвальных помещениях и называются пыльными подвалами.

В пылеосадочных камерах, или пыльных подвалах, частицы пыли осаждаются под действием силы тяжести. Чтобы на возможно коротком расстоянии погасить кинетическую энергию воздушного потока, в камерах устанавливают одну или две перегородки *1*.

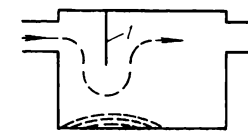


Рис. 35. Схема пылеосадочной камеры

Струи воздуха впускаются в пылеосадочную камеру таким образом, чтобы осевшая пыль не сдувалась со дна. Для этого воздух из патрубков следует выпускать в горизонтальном направлении. На концах выпускных патрубков нужно укреплять легкие клапаны — хлопушки, закрывающиеся при останове вентиляторов. Этим предупреждается возможность поступления пыльного воздуха из подвала через патрубки в рабочее помещение.

Во избежание засорения территории фабрики пылью пыльная башня в одноэтажных фабриках должна иметь высоту не менее 10 м, а в многоэтажных фабриках — возвышаться над коньком крыши не менее чем на 1 м.

В пылеосадочных камерах происходит лишь первая и грубая очистка воздуха от пыли. Остаточная запыленность воздуха после такой очистки нередко составляет 30—40 мг/м^3, что не может быть признано удовлетворительным даже в тех случаях, когда воздух после очистки не возвращается, а выбрасывается наружу. При такой большой остаточной запыленности выбрасываемого наружу воздуха неизбежно засоряются территория и крыша фабрики, а также значительно повышается пожароопасность предприятия. В связи с этим в пылеосадочных камерах устраивают вторую ступень очистки в виде сетчатых и тканевых фильтров, которые дополнительно очищают воздух.

Сетчатые фильтры. На текстильных фабриках большое распространение получили сетчатые металлические фильтры, представляющие собой стальную раму, обтянутую металлической сеткой с числом отверстий от 25 до 100 на 1 см^2.

Спустя некоторое время после начала работы фильтра, на поверхности сетки образуется слой пуха, или ватки, которая

и составляет фильтрующую среду. С течением времени по мере увеличения толщины и плотности ватки пылезадерживающая способность фильтра возрастает, но одновременно увеличивается и его сопротивление проходу воздуха. Поэтому через известные промежутки времени (один или два раза в неделю, а в ряде случаев ежедневно в зависимости от запыленности воздуха) фильтр очищают, слегка встряхивая сетку.

Обычно рамы таких фильтров устанавливают зигзагообразно, благодаря чему увеличивается их поверхность, снижается ско-

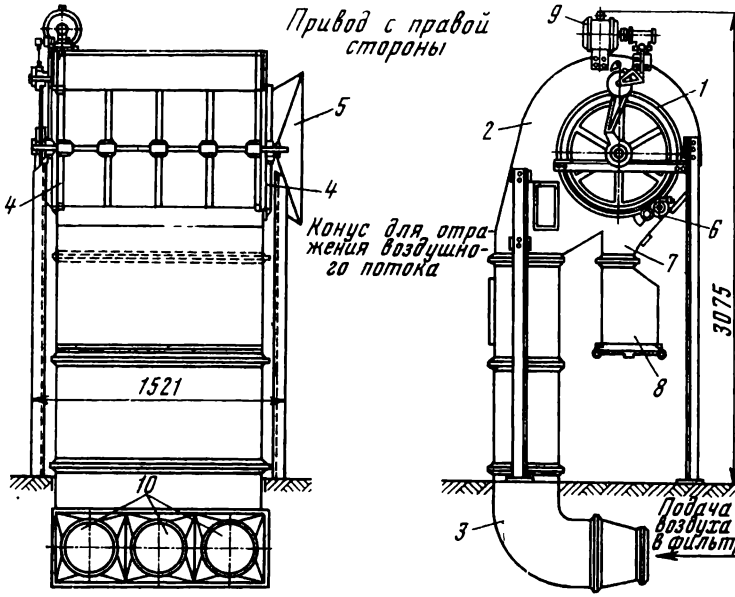


Рис. 36. Схема фильтра ФТ-1

рость фильтрации и тем самым уменьшается сопротивление фильтра. Для обеспечения дополнительной очистки воздуха нередко ставится второй сетчатый фильтр, пройдя который очищенный воздух направляется в пыльную башню. Сетка в первом фильтре имеет обычно от 25 до 64 отверстий на 1 см², а во втором — от 64 до 100 отверстий на 1 см².

Удельная нагрузка воздуха может составлять от 150 до 200 м³/ч на 1 м² сетчатого фильтра. Сопротивление двух сеток со слоями ватки составляет 30—40 Н/м². При начальной запыленности воздуха около 50 мг/м³ остаточная концентрация пыли после сеток составляет 6—12 мг/м³. Такая степень очистки достаточна для выбрасывания воздуха наружу и недостаточна для рециркуляции, т. е. возврата его снова в рабочее помещение.

Фильтр ФТ-1. Конструкция фильтра ФТ-1 (рис. 36) разработана Всесоюзным научно-исследовательским институтом лег-

кого и текстильного машиностроения (ВНИИЛТекмаш). Фильтр ФТ-1 состоит из медленно вращающегося сетчатого барабана *1* диаметром 750 мм и длиной 1350 мм, заключенного в спиралеобразный металлический кожух *2*. Пыльный воздух поступает по трубе *3* в нижнюю часть кожуха *2* в направлении по касательной к поверхности кожуха. Волокнистая пыль задерживается на внешней поверхности барабана, образуя слой пуха — ватку, толщину которой регулируют, изменяя скорость вращения барабана. Барабан может совершать один оборот в течение 54—296 мин. Чем медленнее вращается барабан фильтра, тем толще образуется слой ватки и тем большей становится пылезадерживающая способность фильтра.

Воздух, пройдя слой ватки, поступает внутрь барабана, откуда через круглые торцовые отверстия *4* выходит из фильтра в осевом направлении.

При установке нескольких фильтров в ряд в выходную часть отверстия вставляют конусы *5* для отражения воздушного потока, который может сдувать ватку со смежного фильтра.

Съемным валиком *6* под действием избыточного давления внутри барабана ватка снимается и через узкое отверстие *7* падает в сборный ящик или мешок *8*.

Сетчатый барабан приводится во вращение от индивидуального электродвигателя *9* мощностью 0,6 кВт через редуктор, эксцентрик и храповой механизм.

Полная поверхность сетчатого барабана составляет 3,19 м^2, а полезная поверхность (от места входа воздуха до съемного валика), через которую проходит воздух,— 2,9 м^2.

Пропускная способность фильтра 7500 м^3/ч при удельной нагрузке на сетку 2580 м^3/м^2·ч и сопротивлении около 150 Н/м^2.

Фильтры ФТ-1 преимущественно применяют на хлопчатобумажных фабриках для очистки воздуха, поступающего от трепальных машин; они снабжаются автоблокировкой, останавливающей барабан фильтра при прекращении подачи хлопка на трепальную машину.

К фильтру ФТ-1 подведены три воздуховода *10*, идущих от каждого вентилятора трепальной машины.

Преимуществами фильтра ФТ-1 являются: компактность, механизированная очистка фильтрующей поверхности и сравнительно небольшое сопротивление проходу воздуха. Однако эти фильтры недостаточно эффективны — их пылезадерживающая способность составляет около 85—95%; остаточная запыленность воздуха, по данным испытаний, составляет при переработке хлопка средних сортов 8 мг/м^3, низких сортов — до 10—20 мг/м^3. Недостаточная эффективность фильтра ФТ-1 объясняется тем, что слой ватки, лежащей на поверхности барабана, неравномерен по толщине. После съемного валика сетка становится почти чистой, и здесь эффективность пылезадерживания минимальна. По ходу движения барабана толщина ватки увеличивается, достигая своего максимума при подходе к съемному валику. Эффективная очистка

воздуха происходит только в той части поверхности сетки барабана, которая покрылась достаточно толстым слоем ватки.

Из сказанного следует, что после фильтра ФТ-1 воздух непригоден для рециркуляции, особенно при переработке низких сортов хлопка, поэтому фильтры ФТ-1 могут служить лишь первой ступенью очистки воздуха от пыли.

Тканевые фильтры. На текстильных фабриках наряду с сетчатыми фильтрами широкое распространение получили тканевые фильтры. Принцип действия тканевых фильтров в основном тот же, что и сетчатых, поскольку ткань представляет собой, по существу, сетку из нитей основы и утка. Простейшие тканевые фильтры делают в виде полотнищ, прикрепленных к деревянным или стальным рамам, устанавливаемым в камерах зигзагообразно, как и сетчатые. При прохождении воздуха через ткань фильтра основная масса пыли задерживается лицевой поверхностью ткани; частично пыль проникает в толщу ткани, где задерживается между ее нитями и ворсом.

По мере накопления на лицевой поверхности ткани пылевого слоя (ватки) пылезадерживающая способность фильтра также увеличивается, и одновременно растет его сопротивление. Однако в дальнейшем наступает момент, когда сопротивление ткани и вызванный этим перепад давлений у поверхностей ее будет настолько значительным, что в менее прочных местах ткани ватка разорвется и работа фильтра значительно ухудшится. Такие явления происходят при перепаде давлений воздуха перед тканью и после нее от 400 до 1000 Н/м^2. Периодически ткань очищают, околачивая полотнища или обметая их щетками.

Эффективность очистки и сопротивление проходу воздуха в значительной степени зависят от вида применяемой ткани: ткани менее плотные, но ворсистые, обладают меньшим сопротивлением проходу воздуха и значительно большей пылезадерживающей способностью, чем ткани плотные и маловорсистые. Это происходит потому, что пыльные частицы, проходя через ворсистую ткань, неоднократно меняют направление и задерживаются шероховатостями и ворсинками ткани. С образованием на поверхности ткани пылевой ватки пылезадерживающая способность ткани значительно усиливается.

По данным ВНИИОТ (г. Иваново), наименьшее сопротивление и высокую пылезадерживающую способность имеет сукно вигоневое суровое арт. 461, хлопчатобумажная фланель суровая арт. 323 и капроновая сетка арт. 1515, а также нетканые материалы.

Современные тканевые фильтры делают в виде рукавов цилиндрической формы, они могут быть всасывающего и напорного действия. Напорные фильтры в обслуживании и в конструктивном отношении несколько уступают всасывающим фильтрам, так как в этих фильтрах рукава забиваются волокном и чистка их затруднена: требуется дополнительный воздуховод для продувки, кроме того, возможны случаи попадания пыльного воздуха в помещение через неплотности рукавов.

Нагрузка на тканевый фильтр составляет в пределах 150—200 м³/ч на 1 м² ткани при сопротивлении около 400 Н/м².

Фильтр ФТНС. Одной из разновидностей напорного фильтра является фильтр ФТНС (фильтр тканевый напорный конструкции

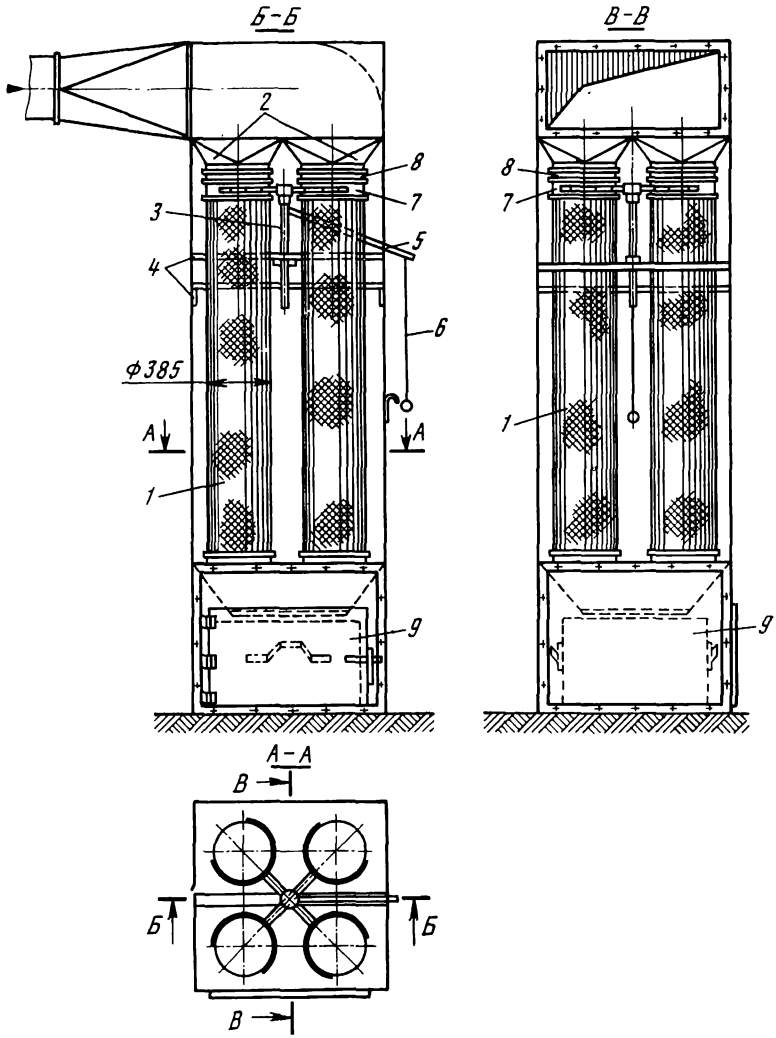


Рис. 37. Схема фильтра ФТНС

Г. Н. Смирнова). Он имеет рукава большого диаметра (385 мм) по сравнению с фильтрами других конструкций, благодаря чему они значительно меньше забиваются волокнистой пылью.

Воздух в рукава *1* (рис. 37) поступает через конфузоры *2*, что способствует уменьшению сопротивления фильтра и предотвращает осаждение пыли на горизонтальной поверхности верхней

коробки. Фильтр снабжен устройством для отряхивания и очистки рукавов. Оно состоит из стержня *3*, входящего в отверстия уголков *4*. Стержень соединен с рычагом *5*, на другом конце которого укреплена тяга *6*. С помощью тяги можно перемещать обечайки *7* (стальные патрубки), прикрепленные к верхним концам рукавов. Между конфузорами и обечайками установлены манжеты *8*, сделанные из той же ткани, что и рукава.

Во время работы фильтра обечайки подняты тягой *6*, зацепленной за крючок, рукава натянуты, а манжеты сложены. При отряхивании пыли с рукавов тягу *6* снимают с крючка, обечайки при этом под тяжестью собственной массы опускаются, манжеты натягиваются, а натяжение рукавов ослабевает.

При резком подъеме и опускании обечайки при помощи тяги рукава последовательно натягиваются и опускаются, в результате чего пыль с их внутренней поверхности отряхивается, падает вниз и собирается в ящике *9*, откуда удаляется по мере накопления.

В зависимости от количества рукавов в секции фильтры могут быть четырехрукавными (ФТНС-4) и восьмирукавными (ФТНС-8).

Фильтры ФТНС могут иметь открытые или закрытые рукава, заключенные в металлический кожух. Технические данные этих фильтров приведены в табл. 13.

Таблица 13

Техническая характеристика фильтров ФТНС-4 и ФТНС-8

Показатели	ФТНС-4	ФТНС-8
Число рукавов .	4	8
Размеры рукавов в мм:		
диаметр	385	385
высота	2500	2500
Поверхность фильтрации в $м^2$.	12	24
Габаритные размеры фильтра в мм:		
высота	4270	4270
ширина	1210	1210
длина . .	1210	2182
Ход обечаек в мм	100—125	100—125
Масса в кг	495	851

Примечание. Допустимая удельная нагрузка для фильтров ФТНС, применяемых на льно- и пенькозаводах, рекомендуется в пределах 200—300 $м^3/ч \cdot м^2$ при сопротивлении воздуха 500—600 $Н/м^2$.

Фильтр ФРМ. Рукавный механизированный фильтр ФРМ предназначен для крупных установок с большим начальным содержанием пыли. Этот фильтр состоит из 6, 8 и 10 секций, по 10 рукавов в каждой секции. Запыленный воздух поступает в бункер *1* (рис. 38), в котором под действием силы тяжести осаждаются крупные частицы. Пыльный воздух может поступать вертикально или горизонтально; горизонтальный подвод воздуха более удобен,

так как при этом пыль не раздувается в нижней воронкообразной части бункера, что происходит при вертикальной подаче воздуха.

Освободившись от крупных частиц пыли, воздух из бункера *1* поступает в рукава *2*, после чего выходит в общую для всех секций камеру *3*, из которой удаляется вентилятором. При помощи специального механизма, установленного в верхней части фильтра, происходит поочередное встряхивание и продувка рукавов одной из секций.

Встряхивание осуществляется при подъеме рамы и подвешенных к ней рукавов *2* с последующим резким опусканием рукавов под действием силы тяжести. Одновременно со встряхиванием

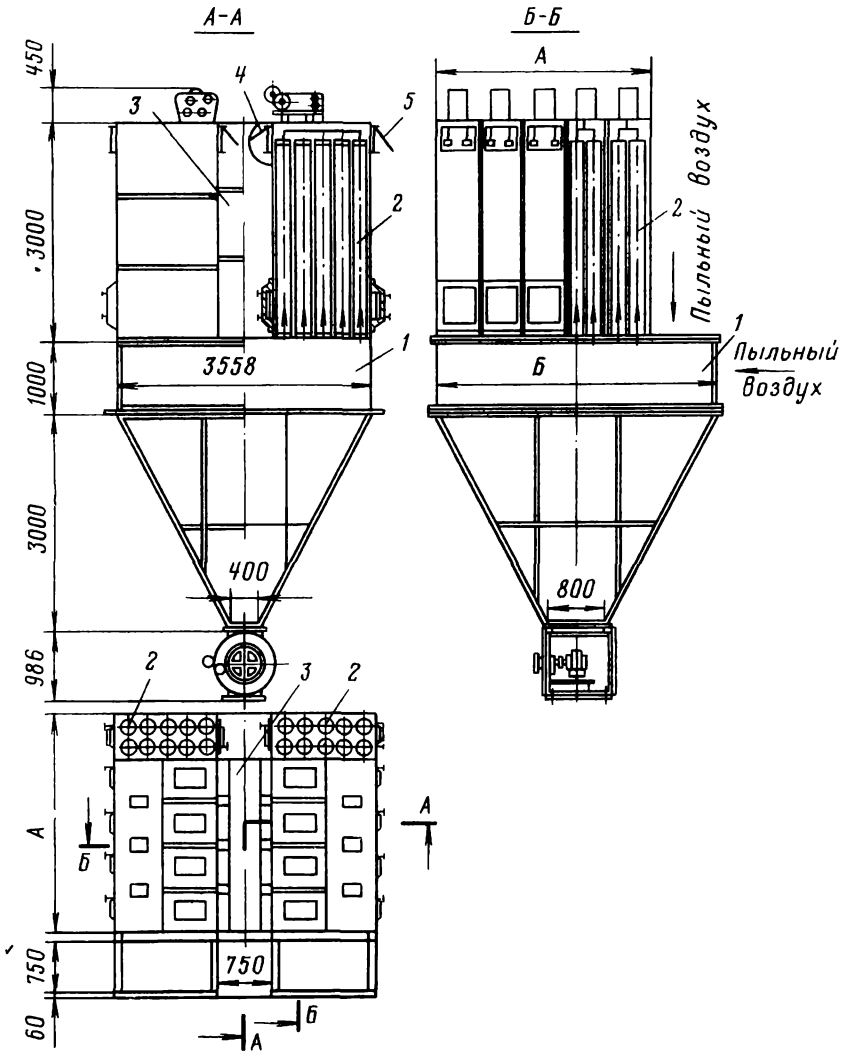


Рис. 38. Схема рукавного механизированного фильтра ФРМ

рукава продуваются следующим образом. При включении какой-либо секции рукавов для встряхивания клапан *4*, через который воздух поступает в камеру *3*, автоматически закрывается, а клапан *5* открывается. Так как вентилятор отсасывает воздух из фильтра и, следовательно, последний находится под разрежением, воздух через открытый клапан *5* устремляется в секцию фильтра и проходит внутрь рукавов *2*; при этом пыль, осевшая на внутренней поверхности рукавов, током воздуха уносится вниз в бункер *1*.

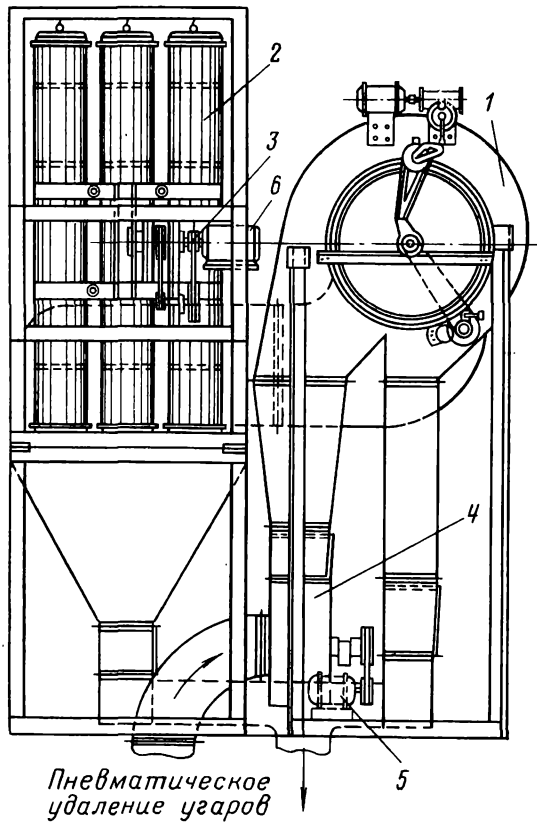


Рис. 39. Схема фильтра ФТ-2

К недостаткам фильтров ФРМ относятся: их громоздкость, большой присос воздуха через продувочные клапаны и частая забиваемость рукавов.

Тканевые фильтры рассмотренных конструкций обладают весьма ценным свойством — большой пылезадерживающей способностью, достигающей 99%.

Тканевые фильтры, как и сетчатые, нельзя применять в тех случаях, когда возможна конденсация водяных паров в фильтруемом воздухе, так как влажная пыль залепляет просветы в ткани и сетке. На текстильных фабриках, где приходится очищать влажный воздух, нельзя устанавливать такие фильтры в холодных неотапливаемых помещениях.

Фильтр ФТ-2. Конструкция фильтра ФТ-2 разработана А. В. Пузыревым (ВНИИОТ, г. Иваново) совместно с работниками СКБ при заводе «Кузтекстильмаш». Фильтр ФТ-2 (рис. 39) представляет собой сочетание фильтра *1* (ФТ-1) и двенадцатирукавного тканевого фильтра *2* с механизмом *3* для встряхивания рукавов. Воздух в фильтр подается вентилятором *4*, соединенным с электродвигателем *5*.

Производительность вентилятора фильтра равна 7500 м³/ч при обслуживании однопроцессной трепальной машины и 9000 м³/ч

для очистки воздуха от двух конденсоров или двух горизонтальных разрыхлителей.

Потеря давления в этом фильтре после 7 ч работы, т. е. при достаточно созревшей ватке на поверхности сетки и ткани составляет, по данным ВНИИОТ, 1100 Н/м².

Мощность электродвигателей *5* и *6* (для встряхивающего механизма) составляет соответственно 4,5 и 7 кВт.

Двухступенчатая очистка воздуха в фильтрах ФТ-2 дает возможность получить небольшую остаточную запыленность воздуха в среднем около 0,5 мг/м³, в связи с чем воздух после очистки в таких фильтрах можно использовать для рециркуляции, т. е. возврата в цехи.

Пух и сор от фильтра ФТ-1 и тканевого фильтра должны удаляться пневматическим путем, благодаря чему исключаются трудоемкие и вредные процессы при чистке фильтров и транспортировке отходов.

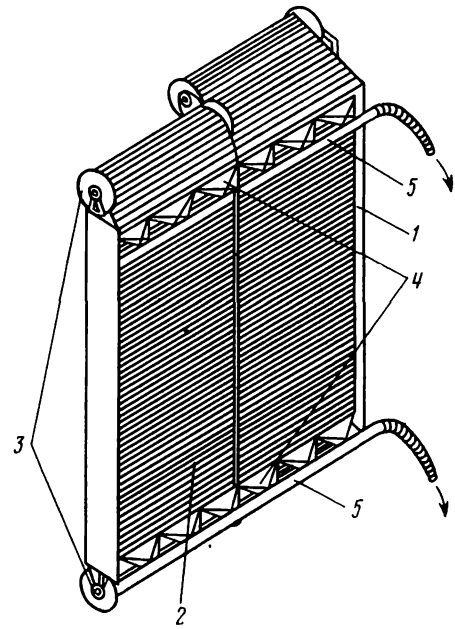


Рис. 40. Двухрулонный фильтр ФРП

Рулонные фильтры типа ФРП. Фильтр ФРП (фильтр рулонный с плотным фильтрующим материалом) разработан Научно-исследовательским институтом санитарной техники (НИИСТ).

В этих фильтрах в качестве фильтрующей среды использован нетканый материал, сформированный из смеси натуральных и химических волокон, связанных специальным латексом (водяной дисперсией каучука); при этом тонкие натуральные волокна составляют собственно фильтрующую среду, а упругие химические волокна являются для них каркасом. Фильтрующим материалом может служить также капроновая сетка.

Двухрулонный фильтр ФРП состоит из каркаса *1* (рис. 40) в виде прямоугольной коробки, внутри которого расположены полотнища *2* из нетканого материала. Сверху и снизу каркаса установлены съемные барабаны — катушки *3* с ребордами. При прохождении запыленного воздуха через полотнища *2* волокнистая пыль оседает на поверхности нетканого материала, образуя дополнительный фильтрующий слой — ватку. По мере утолщения слоя ватки и забивания фильтра минеральной пылью сопротивление его увеличивается, а пропускная способность падает. Когда сопротивление фильтра достигает предельной величины, производится

автоматический перемотка полотнищ с катушек. В процессе перемотки фильтрующая ткань очищается пневматическими соплами *4*, присоединенными к вытяжным трубам *5*. После того как вся ткань перемотана (например, с верхней катушки на нижнюю), перемотка ткани происходит в обратном направлении до тех пор, пока она не станет чистой. Перемотка ткани осуществляется электродвигателем, соединенным с нижними барабанами червячным редуктором и зубчатой передачей.

Фильтры ФРП дают довольно высокую степень очистки в пределах 90—95%.

Рулонные фильтры изготовляются четырех видов: Ф4РП4, Ф6РП6, Ф8РП2 и Ф12РП1. Основные технические характеристики этих фильтров приведены в табл. 14.

Таблица 14

Технические характеристики фильтров ФРП

Показатели	Ф4РП4	Ф6РП6	Ф8РП2	Ф12РП1
Площадь рабочего сечения в м²	4	6	8	12
Максимальная пропускная производительность по воздуху в тыс. м³/ч	40	63	80	125
Расход воздуха для пневмоочистки фильтра в м³/ч . . .	920	1150	1380	1380
Габаритные размеры в мм:				
ширина	2515	3095	3595	3595
глубина	616	616	616	616
высота	2930	3700	3700	5100

Начальное сопротивление фильтра ФРП при максимальной воздушной нагрузке равно 100 Н/м², а конечное предельно-допустимое — 200 Н/м².

Фильтры ФРП применяются в типовых кондиционерах КТ.

Циклоны. Циклоны принадлежат к разряду центробежных пылеотделителей, представляющих собой весьма простое и компактное устройство.

Имеется большое число циклонов различных типов. Рассмотрим конструкцию цилиндрического циклона ЛИОТ (Ленинградского института охраны труда ВЦСПС).

Циклон ЛИОТ представляет собой полый стальной цилиндр *1* (рис. 41), переходящий в нижней части в конус *2*. Внутри цилиндрической части циклона концентрично установлена круглая труба *3*, заканчивающаяся зонтом *4*.

Пыльный воздух, нагнетаясь в верхнюю часть цилиндра со скоростью 10—25 м/с, направляется по касательной к внутренней поверхности цилиндра *1*. Внутри цилиндра воздух движется по винтовой линии вниз, до дна конической части; под действием центробежной силы частицы пыли отбрасываются к стенкам цилиндра, опускаются вниз и через штуцер *5* удаляются в бункер. Очищенный воздух по внутренней трубе *3* отводится из циклона.

Как показали аэродинамические исследования, в центре циклона благодаря вращению воздушного потока образуется зона разрежения. Следствием этого является значительный подсос воздуха снизу циклона через штуцер. Этот подсос может быть столь значительным, что поток воздуха, входящий через штуцер, унесет через вертикальную трубу *3* всю пыль, уловленную в конической части циклона, что, следовательно, приведет к уничтожению эффекта работы циклона. Для ликвидации подсоса воздуха устанавливают конус *6*, закрывающий зону разрежения, или шлюзовой затвор после штуцера.

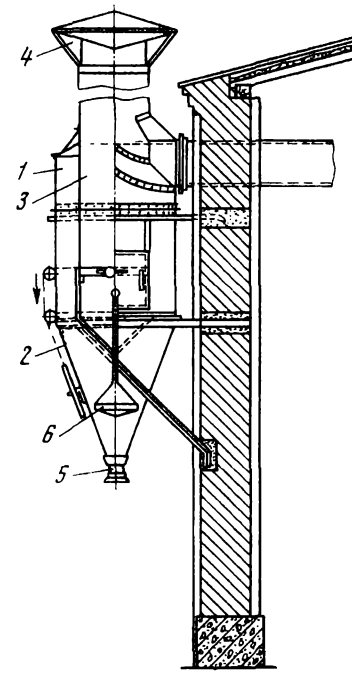


Рис. 41. Циклон ЛИОТ

Циклоны ЛИОТ применяются главным образом для выделения из воздуха крупной тяжелой пыли (например, наждачной), древесной стружки, костры и т. д.

Для очистки воздуха от мелкой волокнистой пыли использовать циклоны нецелесообразно.

Очистка воздуха в циклоне улучшается с увеличением входной скорости воздушного потока. Однако с увеличением скорости свыше 25 м/с степень очистки воздуха повышается незначительно, а сопротивление циклона увеличивается пропорционально квадрату скорости. Поэтому предельной входной скоростью воздуха в циклон можно считать 25 м/с.

С уменьшением размеров геометрически подобных циклонов степень очистки воздуха от пыли увеличивается; поэтому целесообразно заменять один большой циклон мультициклонами, т. е. несколькими циклонами малого размера, работающими параллельно.

Потери давления Δp в циклоне можно определить по следующей формуле:

$$\Delta p = \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma \ \text{Н/м}^2,$$

где ζ — коэффициент сопротивления циклона, зависящий от его конструкции, условий входа воздуха и других условий; для циклонов ЛИОТ $\zeta = 1{,}75$;

v — скорость входа воздуха в циклон в м/с;

g — ускорение силы тяжести в м/с^2;

γ — удельный вес воздуха в Н/м^3.

Мокрая очистка воздуха

Мокрую очистку воздуха от пыли применяют там, где в воздухе содержится небольшое количество мелкой пыли и где по технологическим условиям приходится искусственно поддерживать его влажность. Поэтому мокрая очистка воздуха получила широкое распространение в ровничных, прядильных, мотально-сновальных и ткацких цехах.

Нередко применяют ступенчатую очистку воздуха от пыли, т. е. последовательную очистку его в двух или нескольких устройствах, начиная с более грубой и кончая более тонкой.

Оросительные камеры. На текстильных предприятиях из различных способов мокрой очистки наибольшее распростране-

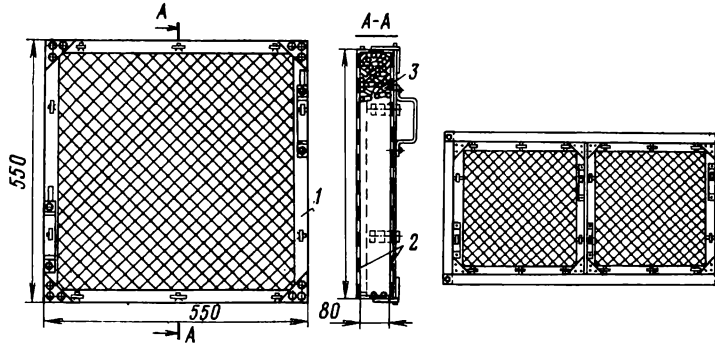


Рис. 42. Масляный фильтр

ние получила промывка воздуха при пропускании его через водяную завесу из капель воды. Такая завеса создается в оросительных камерах, описание которых приведено при рассмотрении установок для кондиционирования воздуха.

Этот способ применяется при очистке воздуха, содержащего смачиваемую пыль, к которой можно отнести пыль от хлопковых и лубяных волокон.

Масляные фильтры. Для улавливания несмачиваемой (например, минеральной) пыли применяют масляные фильтры. Масло, применяемое в таких фильтрах, должно обладать достаточной липкостью, медленно сохнуть и не иметь запаха. Таким требованиям удовлетворяет висциновое масло (в этом случае масляные фильтры называют висциновыми), а также веретенное марки ЗВ и машинное марки ЛВ.

Обычно масляные фильтры делают в виде ячеек, состоящих из металлических коробок *1* (рис. 42) размером 500×500×75 мм, затянутых с двух сторон металлической проволочной сеткой *2* с просветами, равными 5 мм. Ячейки фильтра заполняют смоченными маслом короткими тонкостенными металлическими или фарфоровыми трубочками или кольцами *3* диаметром и длиной от 12 до 25 мм.

Ячейки фильтра устанавливают в металлическом каркасе, располагая их горизонтально, вертикально или наклонно.

Запыленный воздух, проходя через заполнитель фильтра, многократно меняет свое направление; при этом пыльные частицы прилипают к поверхности колец или сеток, смоченных маслом. С течением времени по мере налипания пылинок живое сечение фильтра сокращается, что увеличивает его сопротивление и уменьшает пропускную способность. В связи с этим загрязненные ячейки заменяют очищенными.

Пропускная способность 1 м^2 такого фильтра составляет от 4000 до 6500 воздуха м^3/ч. Сопротивление фильтра при толщине слоя колец 75—80 мм может быть определено из выражения

$$\Delta p = 75v^2 \text{ Н/м}^2,$$

где v — скорость воздуха, отнесенная к габаритным размерам фильтра, в м/с.

Исходя из количества воздуха, подлежащего очистке, и пропускной способности ячейки фильтра, определяют потребное количество ячеек.

Масляные фильтры обладают высокой пылезадерживающей способностью, достигающей до 97—99%. Однако их можно использовать для очистки воздуха с небольшой начальной запыленностью (до 10 мг/м^3). Для очистки воздуха со значительным содержанием пыли, особенно волокнистой, масляные фильтры непригодны. На текстильных фабриках масляные фильтры пока не нашли широкого применения.

Глава IX

БОРЬБА С ИЗБЫТОЧНЫМИ ВЛАГОЙ И ТЕПЛОМ

1. Системы обеспыливающих установок

В некоторых цехах текстильных фабрик, например красильных, шлихтовальных и т. п., протекание технологического процесса связано со значительными влаго- и тепловыделениями, в результате чего создаются повышенные влажность и температура воздуха. Вентиляционные установки в указанных цехах предназначены для удаления избытка влаги, тепла и, следовательно, для создания благоприятных гигиенических условий в рабочих помещениях. Эти установки также служат для предотвращения образования тумана в цехах и капели с перекрытий и стен. В связи с этим иногда такие вентиляционные системы называют обеспыливающими установками.

Наилучшим средством борьбы с выделением влаги и тепла в рабочее помещение являются герметизация и термоизоляция технологического оборудования. В этом случае парящие поверхности ограждают укрытиями той или иной конструкции, а для

наблюдения за технологическим процессом устанавливают смотровые дверцы или люки из небьющегося незапотевающего стекла.

В зависимости от характера оборудования укрытия бывают различных видов: герметичные без отсосов паро-воздушной смеси; полугерметичные с естественным удалением испарений через паровые трубки; укрытия в виде зонтов, шкафов, остекленных завес (перегородок) с отсосом влаго- и тепловыделений при помощи вытяжных труб и вентиляторов.

В результате герметизации технологического оборудования резко сокращается не только выделение вредностей в рабочую зону, но и расход тепла на технологические нужды. Новое оборудование, выпускаемое заводами, должно снабжаться укрытиями парящих поверхностей и других органов машин, выделяющих вредности. Эти укрытия должны максимально закрывать места влаговыделений и в то же время не мешать нормальному протеканию технологического процесса.

Однако не всегда можно осуществить полную герметизацию оборудования, особенно старых конструкций. В таких случаях прибегают к устройству полузакрытых ограждений в виде зонтов, колпаков и остекленных завес.

Вентиляционные установки, применяемые для удаления избытка тепла и влаги, выпускают двух основных типов: местные и общеобменные.

Местная вентиляция (аспирация)

Работа установок местной вентиляции или аспирации основана на принципе удаления вредностей от технологического оборудования в местах их образования.

В этом случае у источников влаговыделений *1* (рис. 43) делают закрытые или полузакрытые укрытия *2*, от которых через вытяжные трубы *3* осуществляется местный отсос паро-воздушной смеси. Приточный воздух подается в рабочую зону по трубам *4*.

Преимущество местных вентиляционных установок состоит в том, что они удаляют вредности в местах их образования. Однако наличие укрытий и вытяжных труб от них загромождает и затемняет рабочее помещение. Местные отсосы целесообразно применять в тех случаях, когда влаговыделение происходит сосредоточенно, в больших количествах, а также, когда наряду с водяными парами выделяются токсические газы.

Разновидностью полугерметичных укрытий являются остекленные завесы (рис. 44). В этом случае оборудование *1* с парящими поверхностями ограждают остекленными перегородками *2*, не доходящими до пола на 2 м, благодаря чему обслуживающий персонал имеет свободный доступ к технологическому оборудованию.

Водяной пар в смеси с нагретым воздухом поднимается с поверхностей испарения под остекленную завесу, откуда через вытяжную трубу *3* удаляется наружу. Приточный воздух нагнетается в цех по трубе *4*. Если внутри завесы возможно образование тумана или капели с перекрытий, верхнюю часть ее проду-

вают горячим воздухом (при температуре около 40° С), подаваемым по трубе *5*. Горячий воздух, обладая большой влагоемкостью, жадно поглощает влагу, предотвращая образование тумана под завесой и капели с перекрытий.

Остекленные завесы хотя и мало затемняют рабочее помещение, но значительно загромождают его. Эти устройства целесообразно применять в тех случаях, когда рабочие для обслуживания оборудования должны находиться под завесой непродолжительное

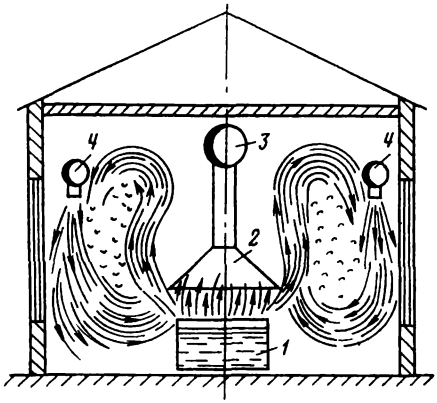


Рис. 43. Схема аспирационного устройства

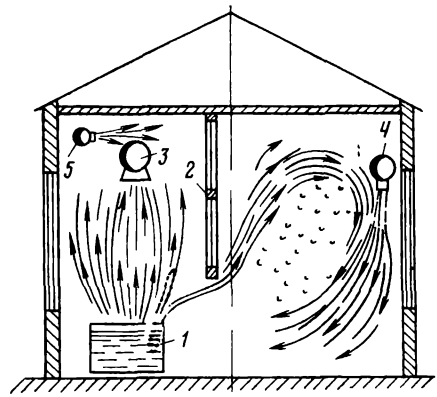


Рис. 44. Схема остекленной завесы

время. В противном случае остекленные завесы устанавливать не следует, так как условия труда под завесой значительно хуже, чем в цехе.

Общеобменная вентиляция

Принципиальная схема установки для общеобменной вентиляции показана на рис. 45. Парящие поверхности *1* оборудования не имеют укрытий, а поэтому тепло- и влаговыделения беспрепятственно распространяются по всему помещению. Ассимиляция избытка влаги и тепла происходит за счет подачи в рабочую зону приточного воздуха по трубам *2* с меньшим влаго- и теплосодержанием; этот воздух, поглотив избытки влаги и тепла, поднимается в верхнюю часть помещения, откуда через вытяжную трубу *3* удаляется наружу.

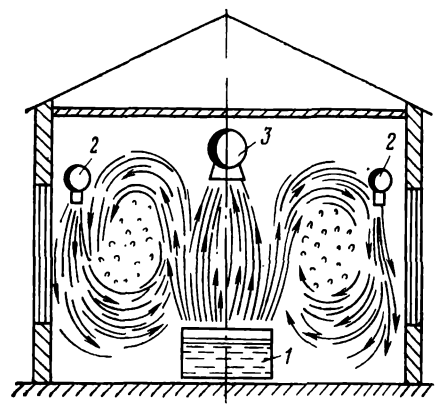


Рис. 45. Схема установки для общеобменной вентиляции

Общеобменная вентиляция удобна тем, что при ее установке не требуется устройства разветвленной сети вытяжных труб от парящих поверхностей и, следовательно, рабочий зал не загромождается и не затемняется этими устройствами.

Общеобменную вентиляцию целесообразно применять в цехах, имеющих сравнительно небольшие влаговыделения, в особенности в тех случаях, когда они распространяются по всей площади цеха.

2. Расчет обеспыливающих установок

Определение количества влаговыделений

Задачу определения количества испаряющейся воды со свободной поверхности решил Дальтон еще в начале XIX в.

В современной расчетной практике формула Дальтона для определения количества влаги G, испаряющейся с открытой водной поверхности, применяется в следующем виде:

$$G = c\,(p_{\text{нас}} - p_{\text{п}})\,F\,\frac{760}{p_{\text{б}}}, \qquad (66)$$

где c — коэффициент испарения, равный $a + 0{,}0174\ v$;

a — фактор гравитационной подвижности окружающего воздуха для температур от 15 до 30° С, выбираемый по данным табл. 15;

v — скорость движения воздуха над источником испарения в м/с;

$p_{\text{нас}}$ — парциальное давление водяного пара в состоянии насыщения при температуре поверхности испаряющейся жидкости в мм рт. ст.;

$p_{\text{п}}$ — парциальное давление водяного пара в воздухе, в который происходит испарение, в мм рт. ст.;

760 — нормальное барометрическое давление в мм рт. ст.;

$p_{\text{б}}$ — действительное барометрическое давление в мм рт. ст.;

F — поверхность испарения в м².

Таблица 15

Значение фактора гравитационной подвижности воздуха

Температура воды в °С	До 30	40	50	60	70	80	90	100
a	0,022	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,06

Если температура жидкости поддерживается постоянной, то температуру поверхности испарения берут по данным табл. 16.

В том случае, когда жидкость в сосуде постоянно перемешивается, температуру жидкости и температуру ее поверхности можно считать одинаковой.

Температура поверхности испарения в зависимости от температу

Температура жидкости в °С	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80
Температура поверхности испарения в °С	18	23	28	33	37	41	45	48	51	54	58	63	69

Если испарение происходит за счет тепла окружа
духа, то $p_{нас}$ определяется по температуре мокрого
соответствующей параметрам окружающего воздуха.

Без большой погрешности можно считать $\frac{760}{p_б} = 1$.

Пример. Определить количество испаряющейся воды с повер
площадью 10 м², если температура воды 35° С, параметры окру
духа $t = 22°$ С, $\varphi = 55\%$, скорость движения воздуха над поверхн
ния 1,2 м/с.

По табл. 16 находим температуру поверхности испарения воды
этом, что жидкость не перемешивается. При температуре воды 3
тура ее поверхности составит 33° С. Найдем далее $p_{нас}$ и $p_д$,
шись данными табл. I приложения. Для $t = 33°$ С $p_{нас} = 37{,}729$ м
параметрах окружающего воздуха $t = 22°$ С и $\varphi = 55\%$ парциаль
составит $p_п = 0{,}55 \cdot 19{,}827 = 10{,}91$ мм рт. ст. Фактор гравитацио
ности a при температуре воды 35° С по данным табл. 15 равен 0,025

Подставляя в формулу (66) найденные величины, получи

$$G = (0{,}025 + 0{,}0174 \cdot 1{,}2)(37{,}729 - 10{,}91)\,10 = 12{,}30 \text{ кг/ч}$$

В мокрых цехах испарение обычно происходит такж
ности смоченного пола. При этом следует различать
1. Горячая вода переливается из ванн или барок
не успев охладиться до температуры воздуха в помещ
дится в канализационную сеть. В этом случае влага
за счет тепла самой жидкости. Количество воды G
щейся со смоченной поверхности пола, в данном слу
ляется по формуле

$$G_1 = \frac{G_с (\tau_н - \tau_к)}{r} \text{ кг/ч},$$

где $G_с$ — количество воды, стекающей на пол, в кг/ч;
$\tau_н$ — начальная температура стекающей на пол
$\tau_к$ — конечная температура воды, уходящей в ка
ную сеть, в °С;
r — скрытая теплота испарения в кДж/кг.

2. Вода, попадая на пол и находясь на нем длител
становится равной температуре воздуха по мокрому
В этом случае происходит адиабатическое испарение в

кривые изменения значений α и β для помещений высотой 4—5 м (кривая *3*) и для помещений высотой 5,5—6 м (кривая *4*).

Разделив уравнение (71) на уравнение (72), найдем удельное приращение тепла ε_1 на 1 г водяного пара в рабочей зоне:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \frac{\alpha\Sigma\,(aQ) + \alpha_1 Q_c}{\beta\Sigma\,(bG)\,1000} \text{ кДж/г.} \qquad (73)$$

Ниже приведены значения удельного приращения тепла ε в кДж/г влаги для различных видов оборудования по данным

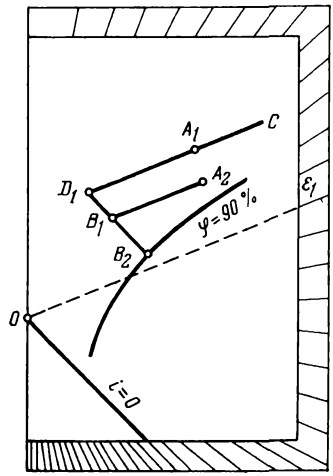


Рис. 47. Схема графического расчета обеспыливающих установок в летнее время

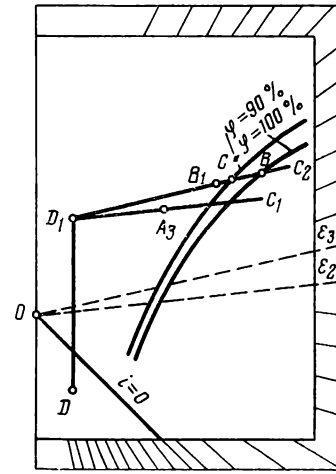


Рис. 48. Схема графического расчета обеспыливающих установок в зимнее время

многочисленных испытаний (без учета теплопоступлений от солнечной радиации и теплопотерь через ограждения здания).

Роликовые красильные машины, машины для крашения пряжи, проходные аппараты, промывные и красильные барки, заварные машины, агрегаты для отбелки и т. п.	2,94—3,20
Мерсеризационные машины	3,14—3,36
Барабанные сушилки и шлихтовальные машины	3,02—3,14
Воздушные сушилки	3,36—3,60

Перейдем к изображению схемы процесса поглощения тепла и влаги в рабочей зоне на *i—d*-диаграмме в летнее время, учитывая, что в таких отделах рециркуляцию воздуха не производят ни летом, ни зимой.

Как известно, направление этого процесса на *i—d*-диаграмме определяется лучом ε_1, проведенным из точки *O* — начала координат (рис. 47). Пусть точка D_1 характеризует состояние наружного воздуха. Если воздух перед поступлением в цех не обрабатывают, то процесс одновременного поглощения тепла и влаги пойдет из точки D_1 по линии D_1C, параллельной лучу $O\varepsilon_1$.

Руководствуясь санитарными нормами, выбираем на линии D_1C точку A_1, характеризующую состояние воздуха в рабочей зоне. Производительность вентиляции L_0 определяется по одному из следующих выражений:

$$L_0 = \frac{\beta\Sigma\,(bG)\,1000}{(d_{раб} - d_{пр})\,\eta\rho}\ м^3/ч \qquad (74)$$

или

$$L_0 = \frac{\alpha\Sigma\,(aQ) + \alpha_1 Q_с}{(i_{раб} - i_{пр})\,\eta\rho}\ м^3/ч, \qquad (75)$$

где $d_{раб}$, $i_{раб}$ — соответственно влаго- и теплосодержание воздуха в рабочей зоне в г/кг и кДж/кг;

$d_{пр}$, $i_{пр}$ — соответственно влаго- и теплосодержание приточного воздуха в г/кг, кДж/кг;

η — коэффициент использования приточного воздуха; при активной и нижней подаче воздуха в рабочую зону $\eta \simeq 1$, при верхней подаче $\eta \simeq 0{,}7$—$0{,}8$ и при сосредоточенной подаче $\eta \simeq 0{,}8$—$0{,}9$;

ρ — плотность воздуха в кг/м^3.

Может случиться, например, при расчете вентиляции в местностях с жарким климатом, что на луче D_1C, изображенном на i—d-диаграмме, нельзя найти точку с параметрами, удовлетворяющими санитарно-гигиеническим требованиям. Тогда прибегают к обработке наружного воздуха холодной или рециркуляционной водой. Пусть этот процесс идет по линии D_1B_1. Находим на i—d-диаграмме точку A_2, параметры которой удовлетворяют санитарным нормам. Из точки A_2 проводим линию A_2B_1, параллельную лучу $O\varepsilon_1$; параметры точки B_1 будут характеризовать состояние приточного воздуха.

Для большей гибкости регулировки в камере целесообразно делать обводной канал, чтобы иметь возможность часть воздуха увлажнять до 90% (точка B_2), а другую часть воздуха пропускать через обводной канал неувлажненной. Клапанами можно установить требуемое состояние приточного воздуха, характеризуемое точкой B_1. Для более эффективного поглощения водяного пара влажность воздуха по выходе из камеры должна составлять обычно не выше 65%.

При небольших выделениях водяного пара в зале, когда $\varepsilon_1 > 8$ кДж/г, влажность воздуха, выходящего из камеры, можно увеличить до 75—80%.

При отсутствии укрытий, т. е. при общеобменной вентиляции, когда коэффициенты a и b равны 1, выражение (73) примет вид

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta i}{\Delta d} = \frac{\alpha\Sigma Q + \alpha_1 Q_с}{\beta\Sigma Q \cdot 1000}\ кДж/г. \qquad (76)$$

Построение процесса на диаграмме ведется тем же способом.

Производительность общеобменной вентиляции

$$L_0 = \frac{\beta\Sigma G \cdot 1000}{(d_{раб} - d_{пр})\,\eta\rho}\ м^3/ч \qquad (77)$$

или

$$L_0 = \frac{\alpha\Sigma Q + \alpha_1 Q_c}{(i_{раб} - i_{пр})\,\eta\rho}\ м^3/ч. \qquad (78)$$

Построим схему, изображающую на i—d-диаграмме процесс поглощения тепла и влаги в зимнее время (рис. 48).

Перед выпуском в зал наружный воздух (точка D) нагревается в калорифере при постоянном влагосодержании обычно до 16—18° С и затем при состоянии D_1 подается в цех. Направление процесса в этом случае определится лучом $O\varepsilon_2$. Значение ε_2 находят из уравнения

$$\varepsilon_2 = \frac{\alpha\Sigma(aQ) - \Sigma Q_{пот}}{\beta\Sigma\,(bG)\,1000}\ кДж/г, \qquad (78а)$$

где $\Sigma Q_{пот}$ — теплопотери через ограждения данного цеха в кДж/ч.

Следовательно, из точки D_1 процесс поглощения тепла и влаги в рабочей зоне пойдет по линии D_1C_1, параллельной лучу $O\varepsilon_2$.

На линии D_1C_1 находим точку A_3 с параметрами воздуха, удовлетворяющими санитарным нормам.

Производительность вентиляции для поглощения избытков тепла и влаги определяют из выражений:

$$L_0 = \frac{\beta\Sigma\,(bG)\cdot 1000}{(d_{раб} - d_{пр})\,\eta\rho}\ м^3/ч \qquad (79)$$

или

$$L_0 = \frac{\alpha\Sigma\,(aQ) - \Sigma Q_{пот}}{(i_{раб} - i_{пр})\,\eta\rho}\ м^3/ч. \qquad (80)$$

При общеобменной вентиляции $a = b = 1$.

Производя расчет вентиляции для зимнего времени, необходимо сделать проверку на образование тумана в верхней зоне помещения и появления конденсации на внутренних поверхностях перекрытий и наружных стен. Для этого находят состояние воздуха $\Delta d_{вер}$ в верхней зоне. Его можно легко найти по приращению влагосодержания в верхней зоне, определяемому из выражения

$$\Delta d_{вер} = \frac{\Delta d_{раб}}{\beta}, \qquad (81)$$

и величине ε_3.

Так как для верхней зоны $\alpha = \beta = 1$, то величина ε_3 в этом случае будет равна

$$\varepsilon_3 = \frac{\Sigma\,(aQ) - \Sigma Q_{пот}}{\Sigma\,(bG)\,1000}\ кДж/г.$$

Проведя из точки D_1 луч D_1C_2 параллельно лучу $0\varepsilon_3$ и откладывая от точки D_1 величину $\Delta d_{вер}$, найдем искомую точку B_1, характеризующую состояние воздуха в верхней зоне помещения. Если точка B_1 находится на линии D_1C_2 левее точки пересечения B этой линии с кривой $\varphi = 100\%$, тумана в верхней зоне не будет,

хотя это и не гарантирует от конденсации водяного пара на перекрытии. Если же точка B_1 лежит правее точки пересечения этой линии с кривой $\varphi=100\%$, в верхней зоне помещения будет образовываться туман.

Туманообразования в верхней зоне помещения можно избежать, увеличив производительность вентиляционной установки с таким расчетом, чтобы влажность воздуха в верхней зоне равнялась 90% (точка C). В этом случае $\Delta d_{\text{вер}}$, определяется как разность влагосодержаний в точках C и D_1. Зная $\Delta d_{\text{вер}}$, найдем из выражения (81) $\Delta d_{\text{раб}}$, а по ней, воспользовавшись уравнением (79),— новую производительность вентиляционной установки.

Далее определим, каково должно быть состояние воздуха в верхней зоне, чтобы можно было избежать конденсации влаги. С этой целью, воспользовавшись теорией теплопередачи (см. главу IV), находим

$$\alpha_{\text{в}}(t_{\text{в}}-\tau_{\text{в}})=K(t_{\text{в}}-t_{\text{н}}),$$

где $\alpha_{\text{в}}$ — коэффициент теплоперехода от внутреннего воздуха к внутренней поверхности стены в кДж/м$^2\cdot$ч$\cdot$град;

K — коэффициент теплопередачи ограждения в кДж/м$^2\cdot$ч$\cdot$град;

$\tau_{\text{в}}$ — температура внутренней поверхности ограждения в °С;

$t_{\text{в}}$ — температура воздуха в верхней части цеха в °С.

Отсюда

$$\tau_{\text{в}}=t_{\text{в}}-\frac{K(t_{\text{в}}-t_{\text{н}})}{\alpha_{\text{в}}}.$$

Находим далее точку росы $t_{\text{р}}$ для воздуха верхней зоны, характеризуемой точкой B_1. Если $\tau_{\text{в}}>t_{\text{р}}$, конденсации влаги на внутренней поверхности ограждения не произойдет. Если же $\tau_{\text{в}}<t_{\text{р}}$, возможна конденсация влаги.

Для избежания конденсации влаги необходимо воздух верхней зоны подогреть настолько, чтобы $\tau_{\text{в}}=t_{\text{р}}$. Практически это обычно осуществляется установкой отопительных труб в верхней зоне.

Глава X

БОРЬБА С ВРЕДНЫМИ ГАЗАМИ

Некоторые производственные процессы, главным образом в цехах отделочных фабрик, сопровождаются выделением вредных, а иногда токсических (ядовитых) газов. Вредные газы образуются при испарении растворов, химических реакциях, в результате пригорания органических веществ к горячим поверхностям и пр.

Определение количества вредных газов теоретически возможно лишь в очень редких случаях. Обычно для их определения используют опытные данные.

Лучшим средством борьбы с выделением вредных ядовитых и дурно пахнущих газов в рабочее помещение, как и в борьбе с выделением водяного пара, является герметизация технологического оборудования. Этому способствуют также комплексная механизация и автоматизация производственных операций при дистанционном управлении ими, непрерывность технологических процессов, а также замена токсических веществ безвредными или менее токсичными.

Вентиляционные установки, применяемые в борьбе с вредными газами, имеют ту же конструкцию, как и установки для борьбы с избыточной влагой и теплом, описанные в главе IX.

При местных отсосах (аспирации) количество отсасываемого воздуха от мест выделения вредностей определяется обычно опытным путем из того расчета, чтобы в рабочей зоне содержание вредностей не превышало предельно допустимой концентрации. При испытаниях определяются скорости подсоса воздуха к рабочим проемам, например к щелям при запуске и выходе ткани из зрельников или сушилок, с тем чтобы препятствовать прорыву или диффузии вредных газов в данный цех. Объем отсасываемого воздуха при этом будет равен

$$L_0 = Fv \cdot 3600 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где F — площадь рабочего отверстия в м^2;

v — скорость движения воздуха в сечении рабочего отверстия в м/с, обычно эта скорость составляет 1,0÷4,0 м/с.

Чтобы обеспечить потребную скорость всасывания в укрытие машины или ограждения источника вредности машины, необходимо создать в них соответствующий вакуум за счет надлежащего объема отсасываемого воздуха.

При выделении вредных веществ 4 класса, т. е. малоопасных, и при невозможности сооружения укрытия у источников образования вредности можно применить общеобменную вентиляцию. Общеобменная вентиляция основана на разбавлении вредности; при этом приточный воздух, не содержащий вредностей, поступая в рабочее помещение, смешивается с внутренним воздухом с таким расчетом, чтобы содержание вредности в смеси не превышало предельно допустимой концентрации.

При установившемся состоянии и непрерывном выделении газообразных вредностей предельно допустимая их концентрация $C_п$ в цехе будет равна

$$c_п = \frac{A}{L_0} \text{ г/м}^3$$

или

$$L_0 = \frac{A}{c_п} \text{ м}^3/\text{ч},$$

где A — количество вредных выделений в г/ч;

L_0 — количество приточного воздуха, подаваемого в цех, в м^3/ч.

Согласно СН 245—71 при одновременном выделении в воздух рабочей зоны нескольких вредных веществ, не обладающих однонаправленным характером действия на человеческий организм, количество воздуха при расчете общеобменной вентиляции принимают по тому вредному веществу, для которого требуется наибольший объем подаваемого приточного воздуха.

Воздухообмены, рассчитанные на удаление избытков тепла и влаги в отделочных цехах текстильных предприятий (как это изложено в главе IX), обычно достаточны для разбавления газообразных вредностей до концентраций, не превышающих предельно допустимых норм.

Некоторые примеры устройств по удалению вредных газов приведены в разделе II учебника.

Глава XI

ВОЗДУШНЫЕ СТРУИ И ИЗМЕРЕНИЕ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ

1. Воздушные струи

В установках кондиционирования воздуха и вентиляции часто приходится иметь дело с воздушными струями, например при истечении воздуха из приточных отверстий, насадок и пр.

Воздушной струей называется поток воздуха, выходящий из отверстия или насадка любой формы. Струи бывают свободные и стесненные, ламинарные и турбулентные, изотермические и неизотермические.

Свободная струя не ограничена твердыми стенками и распространяется в окружающей среде, не встречая каких-либо препятствий, в отличие от *стесненной струи,* встречающей на своем пути те или иные препятствия.

Ламинарные и турбулентные струи характеризуются режимом течения. В ламинарных струях отдельные струйки движутся в направлении, близком к параллельному. За счет молекулярного переноса струя слабо расширяется; турбулентное же течение струи состоит из вихрей. В инженерной практике, как правило, приходится иметь дело с турбулентными струями.

В *изотермических струях* температура во всех точках постоянна и равна температуре окружающей среды, в которой она распространяется. В *неизотермических струях* температура их изменяется: повышается, если струя перемещается в среде с более высокой температурой, понижается при распространении струи в среде с более низкой температурой.

На рис. 49 показана схема свободной турбулентной изотермической струи, выходящей из насадка *1* с равномерной скоростью. Так как струя турбулентна, то в ней наряду с осевым поступательным движением имеются поперечные движения вихревых масс, вследствие чего происходит перемешивание струи с окружающим

воздухом. В результате этого создается пограничный слой струи, который по течению непрерывно увеличивается. Таким образом, по ходу движения масса струи растет, а скорость ее убывает. Внутри струи в области *2* сохраняются ее начальные параметры истечения. Эту область называют ядром потока. Ядро постепенно размывается и в некотором переходном сечении *3* исчезает. Участок *4* струи, заключенный между выходным и переходным сечениями, называется начальным, а участок *5*, следующий за переходным сечением,— основным. Точку *O* пересечения внешних границ струи называют ее полюсом.

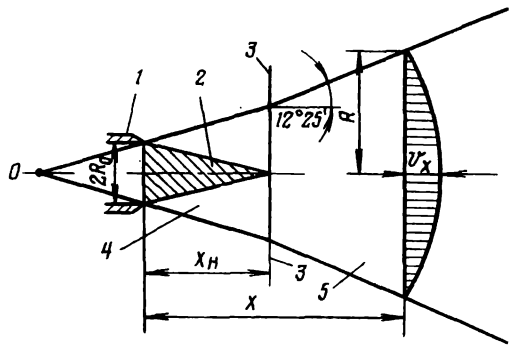


Рис. 49. Схема свободной турбулентной изотермической струи

Угол бокового расширения струи в начальном участке в некоторой степени зависит от условий истечения, т. е. от начальной турбулентности струи и формы сопла. Исследованиями установлено, что влияние условий истечения постепенно сглаживается и на основном участке боковой угол расширения струи, независимо от условий выхода (по Г. Н. Абрамовичу), составляет 12°25′.

На практике приходится преимущественно иметь дело с круглыми струями, выходящими из патрубков круглого сечения, и с плоскими струями, выходящими из патрубков щелевидного сечения.

Из теории струй известно, что изменение осевой скорости v_x (см. рис. 49) круглой струи в основном участке подчинено закону

$$v_x = \frac{\text{const}}{x}, \tag{82}$$

а плоской струи —

$$v_x = \frac{\text{const}}{\sqrt{x}}, \tag{83}$$

где x — расстояние от выходного до рассматриваемого сечений.

Исходя из общих уравнений (82) и (83), в табл. 17 проведены зависимости для нахождения параметров воздушных струй.

Следует отметить, что данные табл. 17 приведены в безразмерном виде; при этом приняты следующие обозначения.

Для струи круглого сечения

$$\bar{x} = \frac{x}{R_0}, \quad \bar{x}_н = \frac{x_н}{R_0}, \quad \bar{R} = \frac{R}{R_0},$$

где R_0 — радиус круглого отверстия насадка.

Таблица 17

Зависимости для нахождения параметров воздушной струи

Безразмерная (относительная) величина	Для струи круглого сечения	Для плоской струи
Начальный участок $\bar{x} \leqslant \bar{x}_н$ (по данным проф. В. Н. Талиева)		
Длина участка $\bar{x}_н$	12,4	14,4
Полуширина струи	$\bar{R} = 1 + 0{,}14\bar{x}$	$\bar{b} = 1 + 0{,}151\bar{x}$
Скорость на оси струи $\bar{v}_x$	1	1
Средняя по площади скорость	$\dfrac{1 + 0{,}0396\bar{x} + 0{,}00278\bar{x}^2}{(1 + 0{,}14\bar{x})^2}$	$\dfrac{1 + 0{,}0295\bar{x}}{1 + 0{,}151\bar{x}}$
Объемный расход воздуха $\bar{L}$	$1 + 0{,}0396\bar{x} + 0{,}00278\bar{x}^2$	$1 + 0{,}0295\bar{x}$
Избыточная температура на оси $\Delta\bar{t}_x$	1	1
Средняя по расходу избыточная температура $\Delta\bar{t}_{ср}$	$\dfrac{1}{1 + 0{,}0396\bar{x} + 0{,}00278\bar{x}^2}$	$\dfrac{1}{1 + 0{,}0295\bar{x}}$
Основной участок $\bar{x} > \bar{x}_н$ (по данным проф. Г. Н. Абрамовича)		
Полуширина струи	$R = 0{,}22\bar{x}$	$\bar{b} = 0{,}22\bar{x}$
Скорость на оси $\bar{v}_x$	$\dfrac{12{,}4}{\bar{x}}$	$\dfrac{3{,}8}{\sqrt{\bar{x}}}$
Средняя по площади скорость $\bar{v}_{ср}$	$\dfrac{3{,}2}{\bar{x}}$	$\dfrac{1{,}71}{\sqrt{\bar{x}}}$
Объемный расход воздуха $\bar{L}$	$0{,}155\bar{x}$	$0{,}375\sqrt{\bar{x}}$
Избыточная температура на оси $\Delta\bar{t}_x$	$\dfrac{9{,}24}{\bar{x}}$	$\dfrac{3{,}27}{\sqrt{\bar{x}}}$
Средняя по расходу избыточная температура $\Delta\bar{t}_{ср}$	$\dfrac{6{,}46}{\bar{x}}$	$\dfrac{2{,}66}{\sqrt{\bar{x}}}$
Боковой угол α	12°25′	12°25′

Для плоской струи

$$\bar{x}=\frac{x}{b_0},\quad \bar{x}_{\text{н}}=\frac{x_{\text{н}}}{b_0},\quad \bar{b}=\frac{b}{b_0},$$

где b_0 — полуширина щелевидного отверстия насадка.

Принято также

$$\bar{v}_x=\frac{v_x}{v_0},\quad \bar{v}_{\text{ср}}=\frac{v_{\text{ср}}}{v_0},\quad \bar{L}=\frac{L}{L_0},$$

$$\overline{\Delta t}_x=\frac{\Delta t_x}{\Delta t_0},\quad \overline{\Delta t}_{\text{ср}}=\frac{\Delta t_{\text{ср}}}{\Delta t_0},$$

где v_0 — скорость истечения струи в м/с;

L — объемный расход воздуха в сечении x в м³/ч;

L_0 — объемный расход воздуха при истечении в м³/ч;

Δt_x — избыточная температура воздуха на оси струи в °С;

Δt_0 — избыточная температура струи на выходе из насадка в °С;

$\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя избыточная температура в струе (по расходу) в °С.

При этом

$$\Delta t_x=t_x-t_{\text{окр}};\quad \Delta t_0=t_0-t_{\text{окр}};\quad \Delta t_{\text{ср}}=t_{\text{ср}}-t_{\text{окр}},$$

где t_x — температура на оси струи в °С;

t_0 — температура струи при истечении в °С;

$t_{\text{окр}}$ — температура окружающего воздуха в °С.

Пример. Найти осевую и среднюю скорости в изотермической струе, выходящей из щелевидного отверстия шириной $b=60$ мм со скоростью $v_0=6$ м/с на расстоянии $x=3{,}0$ м от выходного сечения.

Сначала найдем безразмерную длину начального участка, которая по данным табл. 17 равна $\bar{x}_{\text{н}}=14{,}4$, в то время как в нашем случае при полуширине струи 30 мм, или 0,03 м,

$$\bar{x}=\frac{3{,}0}{0{,}03}=100.$$

Следовательно, сечение, заданное в примере, отстоящее на $\bar{x}=100$ от плоскости выхода, находится в области основного участка и к нему можно применить зависимости табл. 17 для этого участка.

Находим далее безразмерную осевую скорость

$$\bar{v}_x=\frac{3{,}8}{\sqrt{\bar{x}}}=\frac{3{,}8}{\sqrt{100}}=0{,}38.$$

Отсюда осевая скорость будет равна

$$v_x=\bar{v}_x v_0=0{,}38\cdot 6{,}0=2{,}28\ \text{м/с}.$$

Средняя безразмерная скорость будет равна

$$\bar{v}_{\text{ср}}=\frac{1{,}71}{\sqrt{\bar{x}}}=\frac{1{,}71}{10}=0{,}171.$$

Следовательно, средняя скорость будет равна

$$v_{\text{ср}}=\bar{v}_{\text{ср}}v_0=0{,}171\cdot 6=1{,}03\ \text{м/с}.$$

2. Измерение воздушных потоков

Рассмотрим наиболее распространенные приборы, служащие для измерения скорости и давления потоков воздуха.

Анемометры. Анемометрами называют приборы, которыми измеряется скорость движения воздуха.

Первый анемометр был сконструирован знаменитым русским ученым М. В. Ломоносовым.

Анемометры разделяются на крыльчатые и чашечные.

Крыльчатый анемометр ручной типа АСО-3 (анемометр на струнной оси) состоит из крыльчатки *1* (рис. 50) с плоскими лопатками, расположенными под углом к оси потока. Трубчатая ось вращается на натянутой стальной струне. Вращение от оси колеса посредством червячной передачи передается зубчатым колесам счетного механизма, помещенного в корпус *2*. По циферблату счетчика движутся стрелки, отмечая в метрах длину пути, пройденного воздушным потоком.

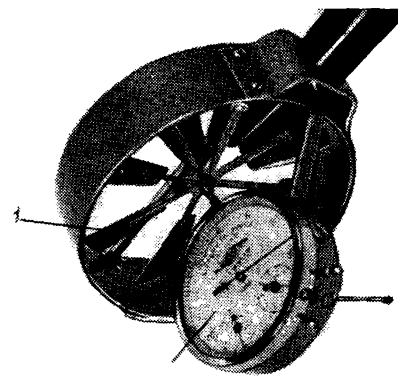


Рис. 50. Крыльчатый анемометр

Шкала циферблата представляет собой окружность, разделенную на 100 делений ценой 1 м. Кроме основной, имеются еще две малые окружности, на которые нанесены деления, соответствующие сотням и тысячам метров пути, пройденного воздушным потоком.

Крыльчатые анемометры используют для замеров небольших скоростей воздуха: от 0,3 до 5 м/с. При большей скорости возникает опасность деформации лопаток под действием потока воздуха, влияющая на точность показаний прибора.

Чашечный анемометр (рис. 51). Анемометр состоит из колеса *1* в форме креста с четырьмя чашками в виде полусфер и корпуса *2*, в котором находится счетный механизм с циферблатом.

При замерах ось колеса устанавливают перпендикулярно воздушному потоку; колесо вращается благодаря тому, что давление потока воздуха на вогнутую сторону чашки больше, чем на выпуклую. Чашечные анемометры имеют устойчивую форму лопастей в виде полусфер, поэтому их применяют для замера больших скоростей — от 1,0 до 50 м/с.

Если ввести анемометр в поток воздуха, то его колесо будет вращаться тем сильнее, чем больше скорость потока. У чашечных анемометров окружная скорость центра чашек равна примерно $^1/_3$ скорости потока, так как здесь на вогнутую и выпуклую

поверхности чашек оказывает действие разность давлений. У крыльчатого же анемометра окружная скорость центра тяжести крыла при угле наклона 45° приблизительно равна скорости потока.

Таким образом, существует прямая зависимость между окружной скоростью лопаток анемометра или между его числом оборотов в единицу времени и скоростью потока; эту зависимость можно изобразить графически в виде наклонной прямой (рис. 52), описываемой уравнением

$$v = a + bn,$$

где v — скорость движения потока воздуха в м/с;

a, b — постоянные, зависящие от конструкции прибора, определяемые экспериментальным путем;

n — число оборотов анемометра в секунду.

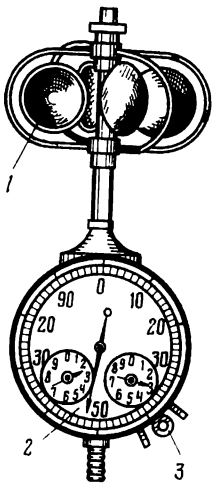


Рис. 51. Чашечный анемометр

Заметим, что постоянная a характеризует ту скорость, при которой будет преодолена инертность колеса анемометра.

Анемометры тарируют в аэродинамической трубе путем сравнения их показаний с эталонным прибором. После тарировки анемометр снабжают паспортом с тарировочным графиком.

Техника измерения скорости движения воздуха анемометром состоит в следующем. При выключенном счетчике прибора записывают положение стрелок на циферблате. Затем анемометр помещают в поток воздуха, следя, чтобы ось колеса совпадала с направлением потока; после того как колесо разовьет постоянную скорость вращения, включают счетчик посредством пускового рычажка *3* (см. рис. 51) и одновременно с этим включают секундомер.

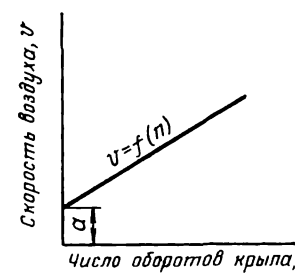


Рис. 52. Тарировочный график анемометра

Обычно по истечении одной минуты счетчик анемометра и секундомер одновременно выключают и вновь записывают положение стрелок на циферблате; взяв разность показаний после и до замера и разделив эту разность на время пребывания анемометра в потоке воздуха в секундах, находят некоторую величину n. Пользуясь тарировочным графиком, приведенным в паспорте прибора, по найденной величине n определяют скорость движения воздуха (в м/с). Для большей точности желательно в каждой замеряемой точке делать два-три замера, по которым затем вычисляют среднюю величину n.

Пневмометрические трубки. Эти трубки служат для определения давлений в воздуховодах.

Различают три вида давлений в движущемся потоке жидкости или газа: статическое, скоростное и полное.

Статическое давление p_s выражает потенциальную энергию единицы объема потока. Оно действует перпендикулярно поверхности со всех сторон на элементарную твердую частицу, движущуюся в потоке с той же скоростью, что и жидкость. Статическое давление действует также на стенки канала перпендикулярно их поверхности.

В технике статическое давление обычно трактуется как избыточное над атмосферным, в связи с чем может быть как положительным, так и отрицательным. При положительном давлении воздух будет выходить из канала под действием разности давлений в канале и барометрического. При отрицательном давлении будет обратное явление — всасывание воздуха в воздуховод.

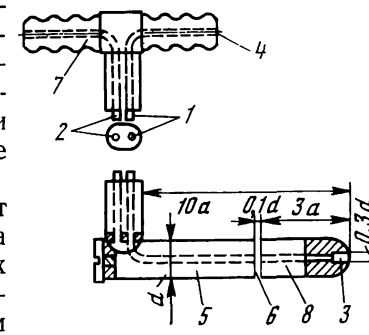


Рис. 53. Схема пневмометрической трубки системы Прандтля

Скоростное давление p_v выражает кинетическую энергию единицы объема потока. За счет этого давления воздух из состояния покоя переходит в движение с заданной скоростью v. При этом

$$p_v = \frac{\rho v^2}{2} \text{ Н/м}^2.$$

Скоростное давление всегда положительно.

Полное давление p представляет собой алгебраическую сумму статического и скоростного давлений и выражает полную энергию единицы объема движущегося потока:

$$p = p_s + p_v \text{ Н/м}^2.$$

Полное давление, как и статическое, может быть положительным и отрицательным.

Пневмометрические трубки бывают различных типов, отличаясь друг от друга главным образом конструкцией головной части.

На рис. 53 изображена схема пневмометрической трубки системы Прандтля, состоящей из двух медных трубок *1* и *2*. Один конец трубки *1* с отверстием *3* входит в воздуховод, а другой конец с отверстием *4* присоединен резиновым шлангом к U-образной трубке или микроманометру (описание которого будет приведено ниже). Один конец трубки *2* входит в кольцевую полость *5* наконечника, в передней части которого имеется кольцевая щель *6*. Другой конец *7* этой трубки резиновым шлангом также присоединен к микроманометру.

Головная часть *8* прибора присоединена к наконечнику *5* на резьбе, благодаря чему головку можно отвернуть и прочистить, если в нее забьется пыль или попадут капли воды.

Если ввести пневмометрическую трубку в воздуховод так, чтобы наконечник *5* был параллелен потоку и отверстие *3* трубки *1* приходилось против хода воздуха, то на отверстие *3* будут действовать как скоростное, так и статическое давления потока, потому что последнее действует на любую площадку и направлено нормально к этой площадке. Иными словами, трубкой *1* будет улавливаться полное давление.

Через кольцевую щель *6*, расположенную параллельно потоку, будет действовать статическое давление. По разности полного и статического давлений легко найти и скоростное давление p_v:

$$p_v = p - p_s \text{ Н/м}^2. \tag{84}$$

Скорость движения воздуха можно определить по общеизвестной формуле истечения:

$$v = \sqrt{\frac{2p_v}{\rho}}\,\zeta \text{ м/с}, \tag{85}$$

где ζ — коэффициент сопротивления трубки, зависящий от ее конструкции; у стандартных трубок он близок к единице;

ρ — плотность воздуха при заданной температуре в кг/м^3.

Для воздуха стандартных параметров при $\rho = 1{,}2$ кг/м^3 и $\zeta = 1$ формула примет вид

$$v = \sqrt{\frac{2p_v}{1{,}2}} = 1{,}28\sqrt{p_v} \text{ м/с}. \tag{86}$$

Если температура воздуха незначительно отклоняется от 20° С, то можно пользоваться формулой для стандартных параметров воздуха или таблицами, составленными по этой формуле. Если же имеется значительное отклонение (более чем на 5° С), то значение v необходимо умножать на поправку $\Delta_в$, определяемую по формуле

$$\Delta_в = \sqrt{\frac{\rho_c}{\rho}},$$

где ρ_c — плотность воздуха стандартных параметров в кг/м^3;

ρ — то же, при заданной температуре в кг/м^3.

Микроманометры. Для непосредственного измерения давлений воздуха применяют жидкостные микроманометры. На рис. 54 показана схема микроманометра Крелля, состоящего из стеклянного сосуда *1* и наклонной стеклянной трубки *2* (один конец трубки входит в сосуд *1*, а другой сообщается с атмосферой) и шкалы *3*, градуированной в мм вод. ст. Все эти детали укреплены на деревянной доске *4* с уровнем *5* для установки прибора в горизонтальное положение и крючками *6* для его подвешивания.

В сосуд *1* через отверстие *7*, закрывающееся пробкой, наливают подкрашенный спирт до нулевого деления или на 5—10 мм выше его. Последнее удобнее, так как не нужно часто доливать спирт до нулевого деления. Естественно, что в этом случае делают соответствующую поправку на показания прибора.

Если соединить резиновым шлангом один конец пневмометрической трубки, вставленный в нагнетательный воздуховод, с отростком *8* микроманометра, а конец *9* трубки оставить сообщенным с атмосферой, то, очевидно, столб спирта высотой h уравновесит избыточное давление в исследуемом канале.

При измерении разрежения в вытяжных каналах резиновый шланг присоединяют к концу *9* наклонной трубки, а сосуд и отросток *8* оставляют открытыми, сообщенными с атмосферой.

Для измерения скоростного давления шланг, идущий от трубки с полным давлением, присоединяют к отростку *8*, а от трубки со статическим давлением — к концу *9* трубки. Схемы присоединения пневмометрической трубки к микроманометру для приточного и вытяжного воздуховодов приведены на рис. 55.

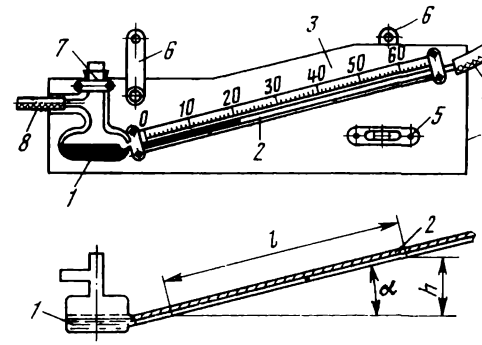


Рис. 54. Схема микроманометра Крелля

Стеклянную трубку *2* (см. рис. 54) устанавливают наклонно, чтобы измерить высоту h в увеличенном масштабе и, следовательно, с большей точностью. Действительно, обозначив угол наклона трубки через α, получим длину смещения l мениска спирта в трубке

$$l = \frac{h}{\sin \alpha}.$$

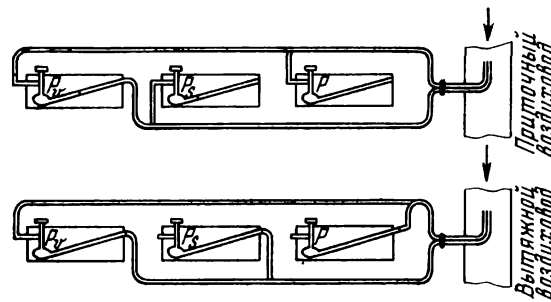


Рис. 55. Схема присоединения пневмометрической трубки к микроманометру для приточного и вытяжного воздуховодов

При меньшем α и, следовательно, большем l показания микроманометра становятся более точными.

Чтобы иметь возможность измерять как большие, так и малые давления, современные микроманометры делают с поворотной стеклянной трубкой, которую можно устанавливать с различным

углом наклона и в вертикальном положении. На рис. 56 изображен такой микроманометр конструкции ЦАГИ. Он состоит из металлического сосуда *1*, в котором находится подкрашенный спирт, стеклянной трубки со шкалой *2* и стойки *3* с отверстиями для ввода в них пружинного штифта, укрепленного на обойме трубки. Угол наклона трубки может изменяться. У каждого отверстия стойки отмечено значение синуса угла наклона трубки, являющегося множителем к показателям на шкале *2* (для получения истинного давления).

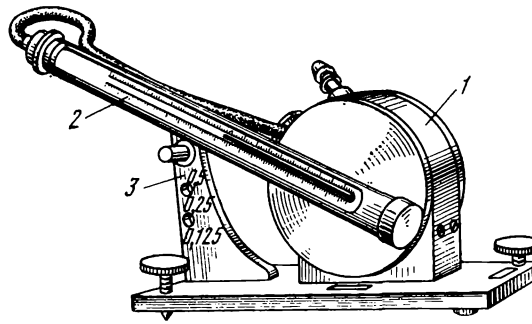


Рис. 56. Микроманометр ЦАГИ

Если микроманометр заполнен спиртом полностью $\rho_{сп}$, то давление воздуха (в Н/м²) будет определено как

$$p = (l - l_0) \sin\alpha \cdot \rho_{сп} \Delta_в,$$

где l — показание микроманометра в рабочем состоянии в мм;

l_0 — показание микроманометра до замера в мм;

α — угол наклона трубки;

$\rho_{сп}$ — плотность спирта в г/см³;

$\Delta_в$ — поправка на плотность воздуха, равная отношению $\frac{\rho_c}{\rho}$, т. е. отношение плотностей стандартного воздуха ($\rho_c = 1{,}2$ кг/м³) к плотности перемещаемого воздуха.

В настоящее время широко применяются также микроманометры типа ММН, устройство которых сходно с микроманометром ЦАГИ. Микроманометр ММН более удобен в работе, так как имеет регулятор нулевого уровня, которым можно установить мениск спирта в измерительной трубке на нулевое деление шкалы. На стойке прибора имеются пять отверстий для установки измерительной трубки в разные положения; при этом положение трубки фиксируется значениями $K = \sin\alpha\rho$ в отличие от микроманометра ЦАГИ, в котором приведены значения $\sin\alpha$. Плотность спирта принята равной 0,8095 г/см³. При другой плотности спирта вводится поправка

$$\Delta_{сп} = \frac{\rho}{0{,}8095}.$$

По показаниям микроманометра ММН давление определится из выражения

$$p = lKg\Delta_в\Delta_{сп} \text{ Н/м}^2.$$

На стойке прибора имеются пять значений K: 0,2; 0,3; 0,4; 0,6 и 0,8.

При длине измерительной трубки 250 мм и вертикальном ее положении можно замерять давление до $250 \cdot 0{,}8 \cdot 9{,}81 = 2000$ Н/м².

Поскольку поток воздуха в канале движется с неодинаковой скоростью по сечению канала, имеющей максимальную величину в центре и уменьшающейся к стенкам, для получения средней скорости потока делают замеры в нескольких точках. Для этого сече-

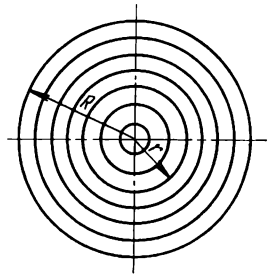


Рис. 57. Разбивка круглого сечения воздуховода на ряд колец

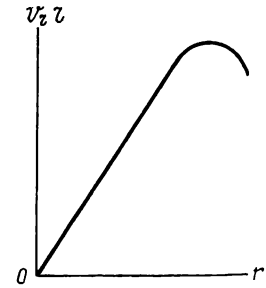


Рис. 58. Графическая зависимость $v_r r$ от r

ние прямоугольного воздуховода разбивают на ряд мелких прямоугольников или квадратов, в центре которых последовательно устанавливают трубку или анемометр для замеров.

Средняя скорость потока

$$v_{ср} = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + \ldots + v_m}{m} \text{ м/с},$$

где $v_1, v_2, v_3, \ldots v_m$ — скорости воздуха в соответствующих точках замеров в м/с;

m — число точек замеров.

Круглое сечение воздуховода при замерах разбивают на ряд концентрических колец (рис. 57). Скоростное поле обычно симметрично относительно оси потока, поэтому в пределах рассматриваемого кольца скорость можно считать постоянной; следовательно, можно измерять скорости в направлении лишь одного радиуса. Если же скоростное поле несимметрично относительно оси потока, то в каждом кольце делают четыре замера по взаимно перпендикулярным диаметрам и берут среднюю величину замеров.

Расход воздуха через элементарное тонкое кольцо радиуса r при площади его $2\pi r dr$ и скорости потока в нем v_r будет равен

$$2\pi r v_r dr.$$

Расход воздуха через все сечение будет равен

$$L = 2\pi \int_0^R v_r r dr.$$

Величину интеграла $\int_0^R v_r r dr$ можно определить графически как площадь, ограниченную кривой, построенной в координатах r и $v_r r$ (рис. 58).

Так как площадь поперечного сечения круглого воздуховода равна $F = \pi R^2$, то средняя скорость потока, очевидно, будет равна

$$v_{ср} = \frac{2\int_0^R v_r r dr}{R^2} \text{ м/с}.$$

Для приближенных подсчетов можно принять, что в круглых воздуховодах небольшого диаметра (до 300 мм) средняя скорость потока составляет 0,8 от максимальной осевой скорости, т. е.

$$v_{ср} = 0{,}8 v_{max}.$$

Техника измерения давлений пневмометрической трубкой и микроманометром ЦАГИ. Прежде чем приступить к непосредственному измерению давлений, необходимо проделать следующее:

1. Налить в сосуд микроманометра подкрашенный спирт в таком объеме, чтобы при отключении прибора от трубки мениск был на 5—10 мм выше нуля.

2. Определить плотность спирта.

3. Проверить герметичность микроманометра и резиновых трубок. Для этого в прибор осторожно вдувают воздух, поднимая в нем на максимальную высоту уровень спирта и тем самым создавая в приборе повышенное давление; при этом конец резиновой трубки быстро закрывают зажимом; если в течение нескольких минут давление не спадет, значит прибор и резиновые трубки достаточно герметичны; снижение давления указывает на просачивание воздуха через неплотности.

4. Убедиться в отсутствии воздушных пузырьков в приборе; для этого прибор при помощи резиновой трубки осторожно продувают, следя за тем, чтобы спирт не выливался из трубки; если при продувании образуется сплошной столб жидкости без разрывов и после продувания уровень спирта опускается в прежнее положение, это указывает на отсутствие воздушных пузырьков.

5. Установить микроманометр в горизонтальное положение по уровню.

6. Продуть пневмометрическую трубку и убедиться в том, что она не засорена.

Далее носик пневмометрической трубки вставляют в воздуховод против движения воздуха через специально проделанное круглое отверстие с люком. За положением носика необходимо тща-

тельно следить, так как малейшее отклонение его от осевого направления существенно влияет на точность замеров. Во избежание переломов или резких изгибов резиновые шланги должны быть толстостенными.

Пример. Определить количество воздуха, проходящего по воздуховоду круглого сечения диаметром 300 мм, если при замере скоростного давления в центре трубы длина столба спирта на микроманометре ММН равна $l=25$ мм при $K=0{,}4$. Параметры воздуха близки к стандартным, а плотность спирта $\rho=0{,}8095$ г/см³.

Найдем скоростное давление в центре трубы по формуле

$$p_v = lKg = 25 \cdot 0{,}4 \cdot 9{,}81 = 98{,}1 \text{ Н/м}^2.$$

Определим далее максимальную скорость воздуха в центре трубы по формуле

$$v_{max} = 1{,}28\sqrt{98{,}1} = 12{,}6 \text{ м/с}.$$

Среднюю скорость потока в первом приближении принимаем равной

$$v_{ср} = 0{,}8 v_{max} = 0{,}8 \cdot 12{,}6 = 10{,}1 \text{ м/с}.$$

Искомый расход воздуха составит

$$L = v_{ср} F \cdot 3600 = 10{,}1 \frac{3{,}14}{4} \cdot 0{,}3^2 \cdot 3600 = 2570 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Если по трубе проходит нестандартный воздух при температуре 5° С (влиянием влажности и барометрического давления пренебрегаем) и спирт, налитый в прибор, имеет плотность не 0,8095 г/см³, а 0,820 г/см³, то вводим соответствующие поправки $\Delta_в$ и $\Delta_{сп}$. Тогда истинное давление p_v' будет равно

$$p_v' = p_v \Delta_в \Delta_{сп} = p_v \sqrt{\frac{1{,}2}{1{,}27}} \cdot \frac{0{,}820}{0{,}8095} = 98{,}1 \cdot 0{,}97 \cdot 1{,}015 = 96{,}5 \text{ Н/м}^2,$$

где $\rho=1{,}27$ кг/м³ плотность воздуха при $t=5°$ С (см. табл. I приложения).

При этих условиях средняя скорость воздуха будет равна

$$v_{ср} = 0{,}97 \cdot 1{,}015 \cdot 10{,}1 = 0{,}985 \cdot 10{,}1 = 9{,}9 \text{ м/с},$$

а расход воздуха

$$L = 0{,}985 \cdot 2570 = 2531 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Глава XII

СИСТЕМЫ ВОЗДУХООБМЕНА НА ТЕКСТИЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Эффективность установок кондиционирования воздуха по созданию благоприятного микроклимата в цехах существенно зависит от организации воздухообмена, т. е. от способа распределения и подачи приточного воздуха и способа удаления отработанного, загрязненного воздуха.

При организации воздухообмена необходимо стремиться к тому, чтобы свежий приточный воздух кратчайшим путем поступал в рабочую зону, а загрязненный удалялся в местах скопления вредностей, и тем препятствовать их распространению по рабочему залу.

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования показали, что циркуляция воздушных потоков в замкнутом помещении определяется действием приточных струй. Это в основном

объясняется тем, что приточные струи обладают значительной дальнобойностью, тогда как всасывающие факелы у вытяжных отверстий малоинтенсивны и быстро затухают. Поэтому при выборе системы воздухообмена особое внимание уделяется способам подачи приточного воздуха.

Рассмотрим сначала основные характерные явления, происходящие при выходе воздуха из приточных отверстий.

Воздух из отверстий канала выходит, с одной стороны, под действием статического давления, направленного перпендикулярно к стенкам канала, с другой — под влиянием скоростного давления, действующего в направлении оси потока. В действительности поток выходящего воздуха направлен по диагонали параллелограмма со сторонами p_s и p_v (рис. 59). Следовательно, воздушный поток выйдет из отверстия канала под некоторым углом к оси трубы. Такое

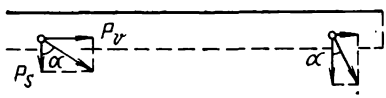


Рис. 59. Схема выхода воздуха из приточного канала

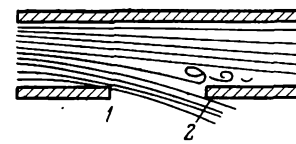


Рис. 60. Выход струи из отверстия приточного канала

явление, т. е. отклонение воздушного потока от нормали, характеризуемое углом α, называется *настильностью потока*. В начале канала скорость воздуха обычно бывает больше, чем в конце, поэтому и настильность потока сильнее в первых отверстиях и слабее в последних (считая по направлению движения воздуха в канале).

Настильность потока — весьма нежелательное явление, так как струи, действующие под произвольным углом, создают беспорядочный воздухообмен, что не обеспечивает организованной подачи свежего воздуха в рабочую зону. Вместе с тем под действием динамического давления происходит срыв струи у задней кромки отверстия *1* (рис. 60) и поджатие потока к передней кромке *2*; в результате этого воздух выходит не из всего отверстия, а лишь из части его: из половины и даже из одной трети сечения. Нередки случаи, когда первые отверстия работают целиком или частично на всасывание. Поэтому фактическая выходная скорость приточного воздуха значительно возрастает, что в конечном итоге создает резкие потоки воздуха в некоторых точках рабочей зоны, неблагоприятно действующие на самочувствие людей и увеличивающие обрывность на прядильных машинах и ткацких станках.

Для ликвидации настильности и улучшения условий выхода воздуха из отверстий канала автор предложил выпускать воздух из приточных каналов через щелевидные отверстия в нижней или боковых стенках канала, расположенные перпендикулярно потоку (рис. 61). Из узких щелей воздух выходит преимущественно под

действием статического давления, незначительно отклоняясь от нормали. Для дополнительного выравнивания потока у передней кромки отверстия *1* устанавливают экран *2*.

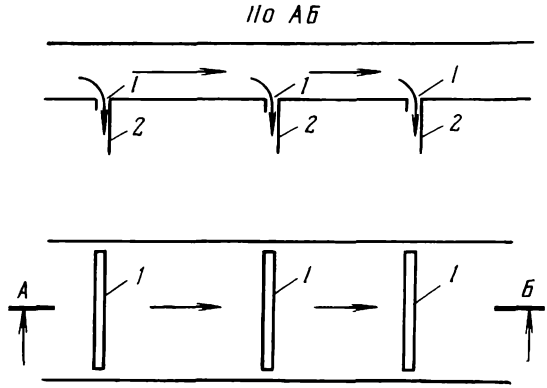


Рис. 61. Выход воздуха из щелевидного отверстия

На текстильных предприятиях применяют следующие способы подачи приточного воздуха: верхнюю пассивную, нижнюю активную, верхнюю веерную и верхнюю сосредоточенную (бесканальную).

1. Верхняя пассивная подача воздуха

На рис. 62 показана зарисовка циркуляции воздуха при верхней его подаче через отверстия в нижней стенке потолочного канала. Во избежание ощутимых токов воздуха в рабочей зоне под

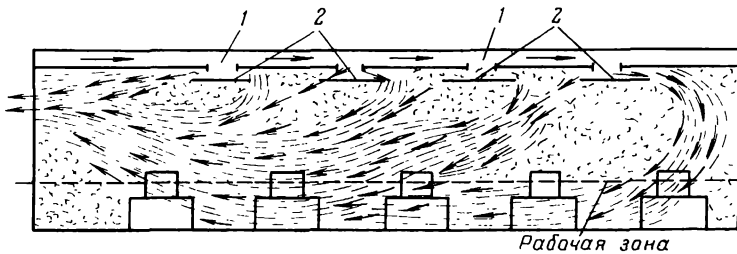


Рис. 62. Циркуляция воздуха в помещении при верхней пассивной подаче воздуха через плафоны

отверстиями *1* устанавливают горизонтальные щиты *2*, ударяясь о которые, воздух делает поворот на 90° и далее движется в верхней зоне помещения, настилаясь на потолок; поэтому такую подачу называют также настильной подачей. Описанную подачу воздуха нельзя признать удовлетворительной, так как значительная часть приточного воздуха, проходя в верхней зоне помещения, может уйти

через открытые фрамуги в окнах или через отверстия для рециркуляции воздуха, не достигнув рабочей зоны. Вместе с тем приточный воздух до поступления в рабочую зону должен пройти сложный и длинный путь, загрязняясь при этом вредностями, выделяющимися в рабочем зале.

Верхнюю пассивную подачу воздуха можно осуществить также через перфорированные воздуховоды прямоугольного, круглого и полукруглого сечений. В стенках таких воздуховодов делают

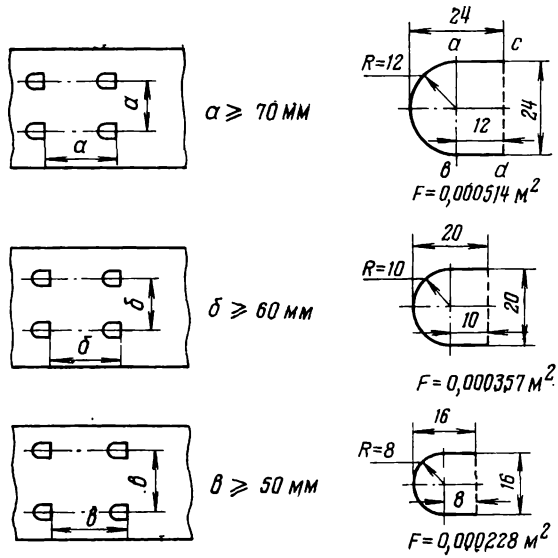


Рис. 63. Воздуховоды с перфорированными стенками

мелкие отверстия различной формы, расположенные равномерно по всей длине воздуховода. Ленинградский институт охраны труда предложил типовые перфорированные воздуховоды с отверстиями 20×25 мм, которые вырубаются в развертке по линии *abdc* (рис. 63) до сборки воздуховодов. После монтажа воздуховода производится отгиб козырьков под углом 90° наружу по линии *cd*. Козырьки способствуют выходу воздуха из отверстий в направлении нормали к стенке воздуховода.

Тонкие струйки воздуха, выходящие из мелких отверстий, быстро перемешиваются в общей массе воздуха помещения, не вызывая ощутимого дутья в рабочей зоне.

Перфорированные воздуховоды целесообразно применять в помещениях небольшой высоты (около 3 м) и небольшой длины (до 30 м).

В цехах с большой высотой и длиной такие воздуховоды устанавливать нецелесообразно, так как значительная часть воздуха из верхней зоны может уйти через открытые фрамуги или рециркуу-

ляционные отверстия, не достигнув рабочей зоны. При длинных воздуховодах неизбежна большая неравномерность выхода воздуха из отверстий.

2. Нижняя подача воздуха

По этому способу воздух подается разветвленной сетью подпольных каналов и выпускается через тумбочки *1* (рис. 64), приставленные к стенкам или колоннам; в ткацких залах тумбочки *1*

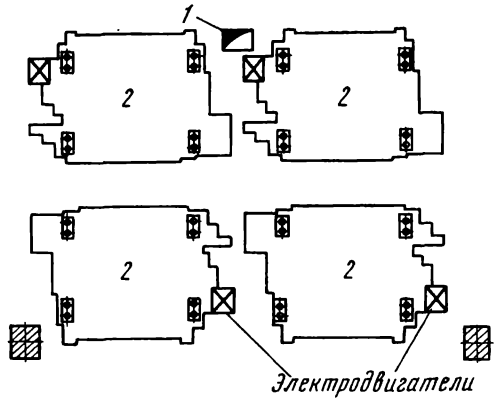


Рис. 64. Нижняя подача воздуха через тумбочки

часто устанавливают на площади, занимаемой ткацкими станками *2*.

На рис. 65 показана зарисовка циркуляции воздуха при нижней его подаче через тумбочки. Такая подача воздуха в гигиениче-

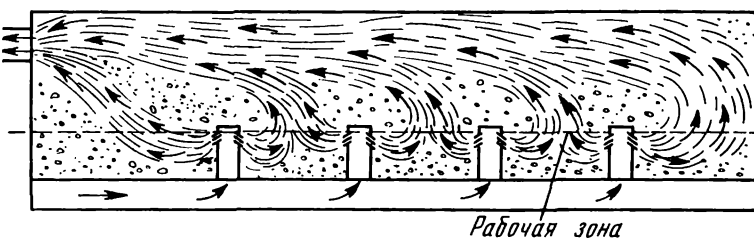


Рис. 65. Циркуляция воздуха в помещении при нижней подаче

ском отношении, безусловно, лучше верхней, так как в этом случае свежий воздух подается ближе к зоне дыхания. Однако нижняя подача воздуха требует устройства дорогостоящей сети подпольных кирпичных или железобетонных каналов, а также большого числа тумбочек, загромождающих рабочее помещение. Из гигиенических соображений тумбочки желательно делать высотой 1,5 м, так как при более низких их размерах могут образоваться неприятные токи воздуха на уровне ног работниц.

Нижнюю подачу воздуха можно также осуществить через верхние каналы, снабженные опусками *1* с насадками *2* для выпуска воздуха (рис. 66).

Такую подачу часто делают на отделочных фабриках. Хотя через опуски приточный воздух поступает в рабочую зону, их наличие загромождает и затемняет помещение. Нередки также жалобы рабочих на неприятные токи воздуха из опусков, обдувающих тело сбоку.

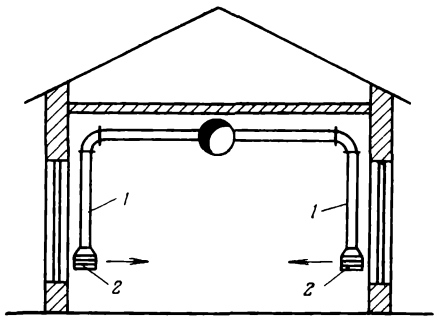


Рис. 66. Нижняя подача воздуха через опуски

3. Активная подача воздуха

Принцип активной подачи воздуха в рабочую зону, разработанный автором, состоит в том, что приточный воздух выходит через щелевидные отверстия *1* (см. рис. 61) шириной 30—80 мм, снабженные экранами *2*. Отверстия располагают перпендикулярно потоку воздуха в канале, благодаря чему воздух выходит из отверстий преимущественно под действием статического давления в направлении, близком к перпендикулярному по отношению к стенке. Омывая экран, воздух кратчайшим путем поступает вниз, в проходы между машинами, т. е. на рабочие места (для этого желательно, чтобы середины щелей совпадали с серединой проходов между машинами).

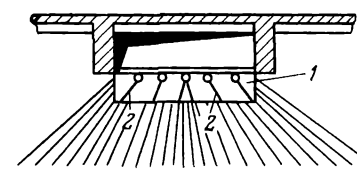


Рис. 67. Активная подача воздуха через щелевидные отверстия в нижней стенке канала

В зависимости от конструкции приточных каналов и их расположения по отношению к машинам конструктивные решения активной подачи воздуха в рабочую зону могут быть различными. Рассмотрим некоторые из них.

1. Приточные каналы подвешены к междуэтажному перекрытию с выпуском воздуха через щелевидные отверстия в нижней стенке (рис. 67).

Если ширина канала меньше длины машины, то для рассеивания приточной струи по длине прохода между машинами на экране *1* устанавливают направляющие лопатки *2*.

2. Конусные насадки для активной подачи воздуха; их можно рекомендовать для существующих потолочных каналов с квадратными отверстиями.

Конусная насадка (рис. 68) сужена в одном направлении и расширена в другом, в результате чего квадратная форма

отверстия переходит в щелевидную, что позволяет направить приточный воздух в рабочую зону.

3. Приточные каналы, выполненные в виде подвесных коробов (рис. 69), располагают над центральным проходом или непосредственно над машинами перпендикулярно к последним. В этом случае в боковых стенках каналов делают вертикальные щели *1*, причем середина щелей совпадает с серединой проходов между машинами. Приточные струи направляют на рабочие места экранами *2* и направляющими лопатками *3*. Лопатки устанавливают так, чтобы воздушная струя по возможности охватывала рабочее место по всей его длине. Для большей гибкости регулирования подвижности воздуха на рабочих местах

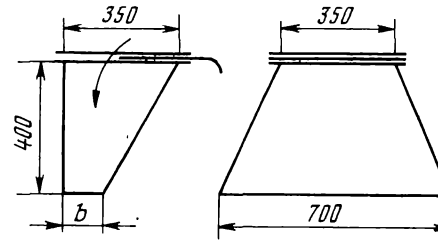


Рис. 68. Схема конусной насадки

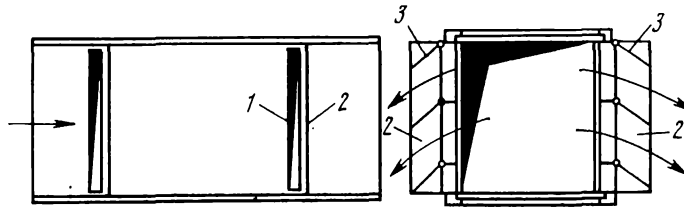


Рис. 69. Подвесной короб с устройством для активной подачи воздуха

направляющие лопатки *1* (рис. 70) целесообразно соединить в одну кинематическую систему и с помощью реек *2* изменять их угол наклона. Всю систему закрепляют в определенном положении барашком *3*.

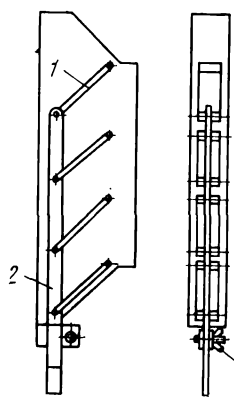


Рис. 70. Схема направляющих лопаток с подвижной рейкой

На рис. 71 показана зарисовка циркуляции приточного воздуха при активной его подаче. На рисунке видно, что при такой системе воздухообмена обеспечивается направленная подача свежего воздуха кратчайшим путем по всей длине прохода между машинами.

В рабочей зоне создается повышенная скорость движения воздуха в соответствии с санитарными нормами, т. е. такая скорость, которая оказывает благоприятное действие на человека.

Многочисленные исследования в производственных условиях показали, что некоторое повышение скоростей воздуха в пределах до 1 м/с не оказывает вредного влияния на технологический процесс прядения и ткачества.

Руководствуясь ранее приведенными данными, можно задаться скоростью воздуха в рабочей зоне, а по этой скорости, пользуясь формулами для свободной струи, определить скорость выхода воздуха из приточных отверстий.

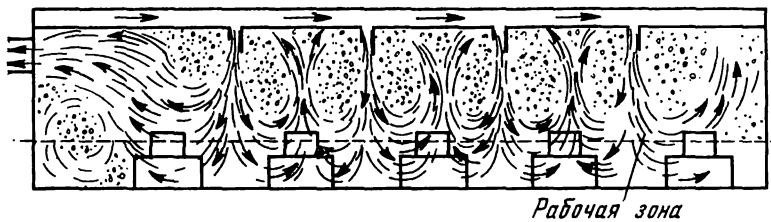


Рис. 71. Циркуляция воздуха в помещении при активной подаче приточного воздуха

Пример. Найти скорость выхода воздуха из щелевидных отверстий шириной 50 мм при подаче его вертикальными струями вниз, если воздух выходит на высоте 5,0 м от пола; температура воздуха в рабочей зоне 26° С.

По данным, приведенным на стр. 22, находим допустимую среднюю скорость при $t=26°$ С, равную 0,8 м/с. Пользуясь формулами, приведенными

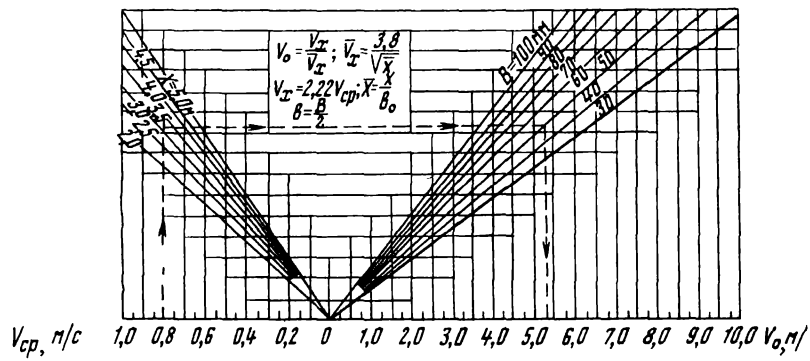


Рис. 72. Номограмма М. М. Ратманова

в табл. 17, можно найти скорость v_0 выхода воздуха из отверстий. Для упрощения решения доцент М. М. Ратманов по данным табл. 17 составил номограмму, приведенную на рис. 72. Пользование этой номограммой проследим на нашем примере. На горизонтальной шкале слева находим $v_{ср}=0,8$ м/с; из полученной точки проводим вертикальную линию до пересечения с наклонной линией $x=3,0$; при этом x равно расстоянию от выходного сечения до рассматриваемого. Так как рабочая зона находится на высоте 2,0 м от пола, то в нашем случае $x=5,0-2,0=3,0$ м. Из полученной точки пересечения проводим горизонтальную линию до пересечения с наклонной линией $B=50$ мм, соответствующей заданной ширине отверстия. Из полученной точки опускаясь по вертикали, находим скорость выхода v_0 воздуха из приточного отверстия. В нашем случае $v_0=5,3$ м/с.

4. Верхняя веерная подача воздуха

Веерная подача приточного воздуха осуществляется с помощью анемостатов (плафонов).

Анемостат состоит из горловины *1* (рис. 73), к которой присоединяется несколько диффузоров *2*. На рис. 73 показана типо-

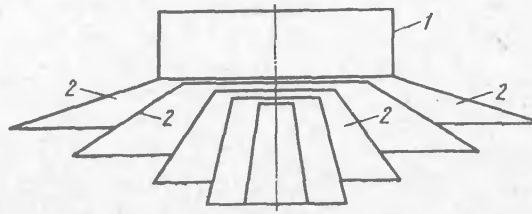


Рис. 73. Схема анемостата

вая конструкция пятидиффузорного анемостата заводского изготовления. Струи воздуха выходят из диффузоров под разными углами. Из центрального диффузора струя выходит перпендикулярно

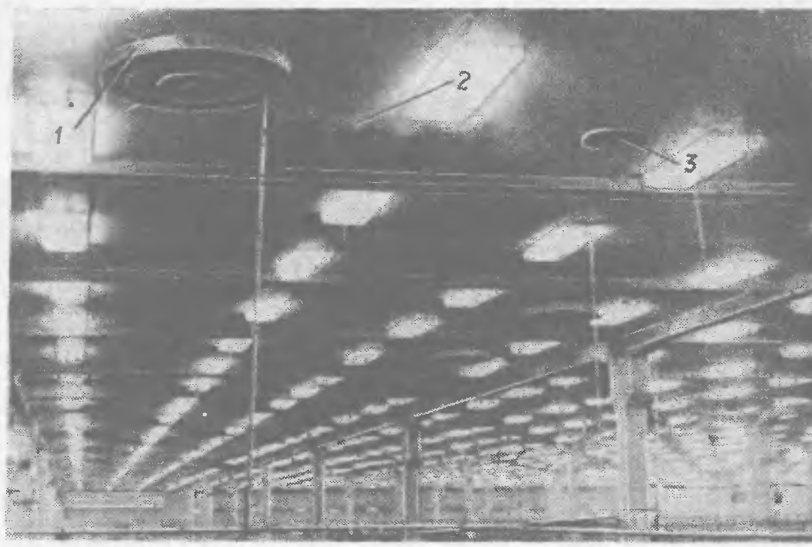


Рис. 74. Циркуляция воздуха в помещении при подаче воздуха через анемостаты

потолку, тогда как из крайних диффузоров *1* (рис. 74) струи *2* подаются в направлении, близком к горизонтальному, в результате чего настилаются на потолок. Следствием этого является малоэффективное использование приточного воздуха: перед тем как попасть в рабочую зону, он должен совершить длинный путь, загрязняясь при этом.

Следует также отметить, что и струя, выходящая из центрального диффузора со скоростью около 2,0 м/с, быстро затухает, не доходя до рабочей зоны. Если к тому же отработанный воздух удаляется из верхней зоны, происходит перетекание приточного воздуха в вытяжные отверстия *3*. Как показали исследования доц. В. Я. Маринича на ткацкой фабрике хлопчатобумажного комбината в г. Барановичи, такое перетекание воздуха достигает 40% (от общего количества приточного воздуха).

Для регулирования расхода воздуха в горловине анемостата устанавливают клапаны, а для выравнивания потока воздуха перед входом в анемостат монтируют спрямляющие решетки.

Веерная подача приточного воздуха через анемостаты хотя и получила широкое применение на новых текстильных комбинатах, однако ей присущи существенные недостатки, отмеченные выше.

5. Сосредоточенная (бесканальная) подача воздуха

Сосредоточенная подача воздуха осуществляется в больших объемах в одной или нескольких точках рабочего зала через специальные насадки круглой или прямоугольной формы, размещаемые в верхней зоне помещения.

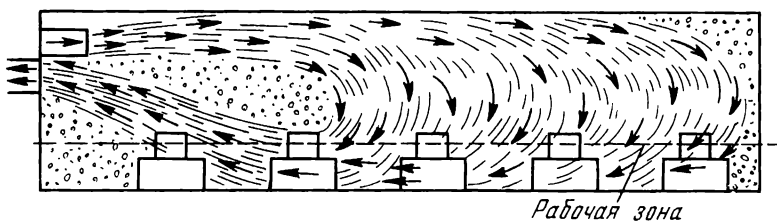


Рис. 75. Циркуляция воздуха в помещении при сосредоточенной подаче

На рис. 75 показана зарисовка циркуляции воздуха при сосредоточенной подаче из насадки и сосредоточенного одностороннего удаления отработанного воздуха. Поток воздуха, выходящий из приточной насадки, постепенно расширяясь, в некоторой точке достигает рабочей зоны, в которой он перемещается с максимальной скоростью.

При бесканальной подаче воздуха неизбежна неравномерность его скоростей как по длине, так и по ширине рабочего зала.

Бесканальная подача воздуха в конструктивном отношении предельно проста, на ее выполнение затрачивается минимальное количество материалов; помещение не загромождается вентиляционными каналами. Однако по эффективности сосредоточенная подача воздуха значительно уступает ранее рассмотренным системам подачи воздуха.

При сосредоточенной подаче воздух верхней зоны интенсивно перемешивается с воздухом рабочей зоны. В результате этого тепло, влага и пыль, уносимые вверх конвективными потоками,

снова попадают в рабочую зону, и, следовательно, коэффициенты тепло- и влаговыделения в рабочую зону при сосредоточенной подаче воздуха становятся близкими к единице. Здесь, как и при верхней подаче приточного воздуха, некоторая часть его, циркулируя в верхней зоне помещения, уходит наружу через открытые фрамуги или в кондиционеры (через рециркуляционные отверстия), не достигнув рабочей зоны. Такая подача воздуха на текстильных фабриках имеет весьма ограниченное применение.

Как показали наблюдения в производственных условиях, бесканальную подачу воздуха можно применять в ткацких залах небольшой длины (до 50 м) при кратности смены воздуха до 5 объемов в час. В прядильных залах, где кратность смены воздуха достигает 15—20 объемов в час, бесканальную подачу воздуха применять нельзя вследствие больших скоростей воздуха, возникающих в зоне вытяжного прибора, а также в рабочей зоне. Бесканальную подачу воздуха нельзя также применять в цехах с большой запыленностью, так как при этом возможно перемещение пыли из верхней зоны в рабочую.

Сосредоточенную подачу воздуха можно применять в производственных помещениях большой высоты с гладким потолком и технологическим оборудованием небольшой высоты; технологическое оборудование большой высоты, как, например, сушилки, зрельники, печатные машины и т. п., препятствует распространению сосредоточенной струи, в связи с чем бесканальная подача воздуха не получила широкого применения и на отделочных фабриках.

6. Удаление отработанного воздуха из производственных помещений

Удаление отработанного воздуха из помещений может быть верхним, нижним, сосредоточенным и рассредоточенным.

Верхнее удаление воздуха производится в верхней части помещения через отверстия в вытяжных каналах, располагаемых под потолком или на чердаке. Нижнее удаление воздуха осуществляется из нижней зоны через напольные решетки в подпольных каналах. Сосредоточенную вытяжку делают в нескольких точках зала, обычно через рециркуляционные отверстия в кондиционерах или через вытяжные шахты, в то время как рассредоточенное удаление воздуха производится равномерно по всей площади зала через многочисленные отверстия в вытяжных каналах.

Поскольку конвективные потоки воздуха от технологического оборудования уносят тепло, влагу, газы и мелкую пыль в верхнюю часть помещения, вполне логично удалять эти вредности в местах скопления, т. е. вытяжку производить, как правило, из верхней зоны помещения.

Нижнее удаление воздуха менее эффективно, так как всасывающий факел, как уже отмечалось, быстро затухает и не может опрокинуть конвективные токи от машин, поднимающиеся вверх. Необходимо также учитывать, что подпольные каналы быстро

засоряются пухом и пылью, поступающими с пола через напольные решетки. При чистке таких каналов пыль вновь поступает в цех, дополнительно оседая на оборудовании. Пыль и пух, скапливающиеся в подпольном канале, создают повышенную пожарную опасность.

В зданиях большой длины и ширины и особенно в закрытых зданиях применяется рассредоточенная вытяжка. В помещениях площадью до 1000 м², а также в реконструируемых предприятиях допускается применение сосредоточенной вытяжки.

Объективную сравнительную оценку эффективности различных систем воздухообмена можно сделать при помощи специального критерия, который определяется на основании следующих соображений.

Общее количество тепла Q, выделяющееся в рабочем зале и поглощаемое приточным воздухом, будет равно

$$Q = L\,(i_{\text{у}} - i_{\text{пр}})\ \text{кДж/ч},$$

где $i_{\text{у}}$ — теплосодержание воздуха, уходящего из помещения, в кДж/кг;

$i_{\text{пр}}$ — теплосодержание приточного воздуха в кДж/кг;

L — количество приточного кондиционированного воздуха, поступающего в зал, в кг/ч.

Как показали многочисленные наблюдения, из общего количества тепла как при местных отсосах, так и при общеобменной вентиляции в рабочую зону поступает лишь часть его, а некоторая часть тепла, поднимаясь над источниками тепловыделений, уходит из помещения через вытяжные отверстия, минуя рабочую зону, т. е.

$$Q_{\text{раб}} = \alpha Q,$$

где $Q_{\text{раб}}$ — количество тепла, поступающего в рабочую зону, в кДж/ч;

α — коэффициент тепловыделения в рабочую зону.

В то же время нередки случаи, когда не весь приточный воздух доходит до рабочей зоны: часть его уходит через вытяжные отверстия, не попав в рабочую зону, т. е.

$$L_{\text{раб}} = \eta L,$$

где $L_{\text{раб}}$ — количество воздуха, поступающего в рабочую зону, в кг/ч;

η — коэффициент использования приточного воздуха, показывающий, какая часть его попадает в рабочую зону.

Напишем уравнение теплового баланса в зале в следующем виде:

$$(i_{\text{у}} - i_{\text{пр}})\,L\alpha = (i_{\text{раб}} - i_{\text{пр}})\,L\eta.$$

Отсюда

$$\frac{i_{\text{у}} - i_{\text{пр}}}{i_{\text{раб}} - i_{\text{пр}}} = \frac{\eta}{\alpha} = K_{\text{э}}, \qquad (87)$$

где $i_{\text{раб}}$ — теплосодержание воздуха в рабочей зоне в кДж/кг.

Если в рабочем зале происходят только тепловыделения, а влаговыделения отсутствуют, то выражение $K_э$ примет вид

$$\frac{t_у - t_{пр}}{t_{раб} - t_{пр}} = \frac{\eta}{\alpha} = K_э. \quad (88)$$

Выражения (87) и (88) названы нами коэффициентом эффективности воздухообмена; по его величине можно судить о совершенстве системы воздухообмена, т. е. о том, насколько рационально расположены в данном помещении приточные и вытяжные отверстия по отношению к источникам тепловыделений (или другим источникам выделений) и рабочим местам. Чем меньше η, т. е. чем меньшая часть приточного воздуха от всего его количества поступает в рабочую зону, тем менее эффективна система вентиляции; наоборот, чем меньше коэффициент тепловыделения в рабочую зону α, т. е. чем меньше токи воздуха уносят тепла в рабочую зону, тем вентиляция эффективнее.

Очевидно, значение коэффициента $K_э$ может быть и меньше и больше единицы. Если $K_э < 1$, то $i_у < i_{раб}$ или $t_у < t_{раб}$. Это значит, что некоторая часть приточного воздуха уходит в вытяжные отверстия, не достигнув рабочей зоны, а коэффициент α близок к единице.

Если $K_э > 1$, то $i_у > i_{раб}$ или $t_у > t_{раб}$. В этом случае благодаря организованному воздухообмену часть тепла удаляется в вытяжные отверстия, минуя рабочую зону, а коэффициент использования приточного воздуха близок к единице.

Естественно, что чем выше значение коэффициента $K_э$, тем совершеннее организован воздухообмен в данном помещении, и наоборот.

Следовательно, циркуляцию воздуха в помещении надо стремиться делать такой, чтобы приточный воздух кратчайшим путем поступал в рабочую зону, а нагретый — вытеснялся к вытяжным отверстиям также по возможно кратчайшему пути, минимально задевая рабочую зону.

Исследование циркуляции воздушных и тепловых потоков и определение значений коэффициента $K_э$ удобнее и проще вести не в рабочих залах, а на их моделях с геометрически подобными размерами при соблюдении условий аэродинамического и теплового подобия и с последующей проверкой полученных результатов в действительных условиях.

В табл. 18 приведены значения коэффициента $K_э$ для различных систем воздухообмена при общеобменной вентиляции. Эти данные, полученные автором при испытаниях на моделях, удовлетворительно согласуются с данными, определенными в действительных условиях.

Данные табл. 18 показывают, что активная подача приточного воздуха в рабочую зону наиболее эффективна при верхнем удалении из нее отработанного воздуха. При одностороннем сосредоточенном удалении обратного воздуха эффективность активной подачи несколько снижается вследствие искривления струй горизон-

Таблица 18

Значения коэффициента $K_э$

Тип здания	Подача приточного воздуха				Сосредоточенная (бесканальная) при плоском потолке и высоте помещения в м			Удаление отработанного воздуха
	верхняя			нижняя при высоте тумбочек 1,5 м (от пола)	4	5	6	
		через отверстия с отражателями	через анемостаты					
Этажное и с шедовым покрытием	1,10—1,15	0,87	—	1,10—1,12	0,86	0,75	0,68	Верхнее рассредоточенное
То же	1,0—1,05	0,79	—	—	1,0	0,88	0,78	Одностороннее сосредоточенное
Закрытое (безоконное)	1,10—1,20	—	0,8*	—	—	—	—	Верхнее рассредоточенное
То же	1,0	—	0,98	—	—	—	—	Нижнее рассредоточенное

* Столь низкое значение $K_э$ объясняется перетеканием приточного воздуха в вытяжные отверстия.

тальным потоком воздуха, направляющимся к рециркуляционному отверстию в камере.

Данные этой же таблицы говорят о том, что по причинам, отмеченным выше, наименее эффективны бесканальная подача воздуха при высоте помещения 6 м и верхнем удалении отработанного воздуха, а также верхняя пассивная подача воздуха через потолочные отверстия с горизонтальными отражательными щитами.

Из вышеизложенного следует, что наиболее рациональной системой воздухообмена является щелевая активная подача воздуха в рабочую зону при верхнем рассредоточенном удалении отработанного воздуха.

Глава XIII

ВОЗДУШНЫЕ ДУШИ И ЗАВЕСЫ

1. Воздушные души

В ряде цехов текстильных фабрик, где в значительном количестве выделяется тепло, в том числе лучистая энергия или газы, создать благоприятные метеорологические условия в помещении

посредством общеобменной вентиляции крайне затруднительно, а в некоторых случаях и невозможно. В таких случаях прибегают к устройству местной вентиляции в виде воздушных душей, создающих благоприятные условия только на рабочих местах или на рабочих площадках.

Воздушным душем называется поток воздуха, направленный на рабочего или на ограниченную рабочую площадку. Такой воздушный поток, имея более низкую температуру или меньшую концентрацию какой-либо вредности, чем окружающая среда, создает более благоприятные условия работы на рабочем месте по сравнению с общими условиями в зале. Кроме того, на рабочем месте создается повышенная скорость воздуха в соответствии с нормативами СНиП, приведенными в табл. 19.

Таблица 19

Нормы температуры и скорости движения воздуха при воздушном душировании

Периоды года	Категория работы	При тепловом облучении интенсивностью					
		от 1200 до 2400 кДж/м²·ч		от 2400 до 4800 кДж/м²·ч		от 4800 до 7200 кДж/м²·ч	
		температура воздуха в °С	скорость движения воздуха в м/с	температура воздуха в °С	скорость движения воздуха в м/с	температура воздуха в °С	скорость движения воздуха в м/с
Теплый (температура наружного воздуха 10 °С и выше)	Легкая	22—24	0,5—1	21—23	0,7—1,5	20—22	1,0—2,0
	Средней тяжести	21—23	0,7—1,5	20—22	1,5—2,0	19—21	1,5—2,5
	Тяжелая	20—22	1,0—2,0	19—21	1,5—2,5	18—20	2,0—3,0
Холодный и переходный (температура наружного воздуха ниже 10 °С)	Легкая	22—23	0,5—0,7	21—22	0,5—1,0	20—21	1,0—1,5
	Средней тяжести	21—22	0,7—1,0	20—21	1,0—1,5	19—20	1,5—2,0
	Тяжелая	20—21	1,0—1,5	19—20	1,5—2,0	18—19	2,0—2,5

Примечания: 1. Интенсивность теплового облучения, указанная в табл. 19, определяется как средняя в течение 1 ч.
2. Воздушные струи при душировании рекомендуется направлять, как правило, на облучаемую поверхность тела.

В аэродинамическом отношении воздушный душ представляет собой свободную затопленную струю, для которой действительны зависимости, выраженные формулами (82) и (83).

Простейшей конструкцией воздушного душа является вертикальный цилиндрический патрубок. Такое устройство целесообразно применять при вертикальной подаче воздуха на фиксированные рабочие места.

Когда рабочее место строго не фиксировано и когда в процессе работы необходимо менять направление потока, используют патрубки с направляющими лопатками системы проф. В. В. Батурина.

Патрубок системы В. В. Батурина представляет собой трубу *1* (рис. 76) прямоугольного сечения, скошенную в нижней части под углом 45°. В скошенной части установлены направляющие лопатки *2*, которые могут поворачиваться на шарнирах, укрепленных в обвязке *3*. При помощи подвижной рейки *4* лопатки соединяются в одну систему и одновременно перемещаются, устанавливаясь под определенным углом. Если к тому же сделать патрубок вращающимся на вертикальной оси, то направление воздушной струи можно регулировать в широких пределах.

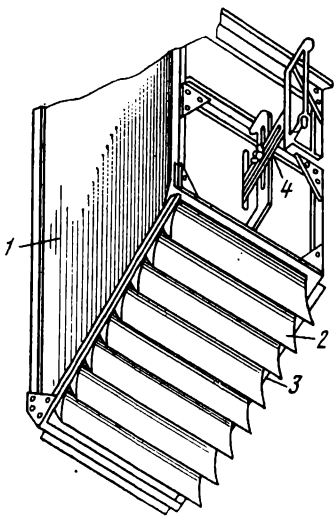


Рис. 76. Патрубок системы В. В. Батурина

Воздушные души целесообразно устраивать около сушилок, зрельников, паровых прессов и т. п.

2. Воздушные завесы

В холодный период года через открытые двери и проемы под действием гравитационных сил и силы ветра внутрь помещения могут прорываться большие объемы холодного воздуха. Такое явление особенно характерно для сортировочных отделов при транспортировке кип, когда проемы бывают открыты на длительное время.

Одним из наиболее эффективных способов борьбы с прорывом холодного воздуха внутрь помещения являются воздушные завесы, предложенные В. В. Батуриным.

Принцип действия воздушной завесы состоит в следующем. У дверного проема из специального воздуховода *1* (рис. 77) с патрубком *2* навстречу набегающему потоку ветра выпускается узкая струя воздуха с большой скоростью — от 8 до 16 м/с. Струя, выходящая из щелевидного отверстия патрубка (под углом $\alpha = 40—50°$), искривляется под действием ветра, как это показано на рис. 77. Для избежания прорыва наружного воздуха внутрь помещения необходимо, чтобы дальнобойность струи (т. е. длина, на которой сказывается ее действие) была больше или равна высоте H (ширине B) проема.

Воздушные завесы делают нижние или боковые в зависимости от места выпуска воздуха. На текстильных фабриках обычно применяют боковые завесы, так как боковые щели патрубков значительно меньше засоряются, чем нижние. Кроме того, при боковом выпуске воздуха уменьшаются резкие токи в зоне ног. Это осо-

бенно важно у входных дверей при массовом потоке людей во время смен.

При большой ширине дверей или ворот боковые завесы делают двусторонними (т. е. с подачей воздуха с обеих сторон).

Для равномерной раздачи воздуха по всей длине щели патрубка и выхода воздуха под заданным углом воздуховод *1* (рис. 78) делают переменного сечения; к нему под углом 40—50° присоединяют патрубок прямоугольной формы постоянного сечения, причем открытая часть патрубка имеет щелевидную форму шириной 80—150 мм. В патрубок *2* вставлена решетка *3*, разделяющая патрубок на ряд прямоугольных ячеек. С помощью решетки поток разбивается на отдельные мелкие струйки, выходящие из ячеек параллельно одна другой.

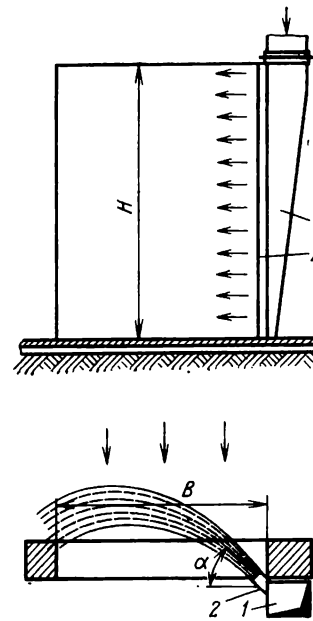


Рис. 77. Воздушная завеса

Согласно СНиП ПГ7-62 воздушные завесы надлежит применять в следующих случаях:

у ворот, открываемых не менее чем на 40 мин в смену, в зданиях, расположенных в районах с расчетной температурой наружного воздуха для холодного периода года, соответствующей параметрам Б: 15° С и ниже, когда исключена возможность устройства тамбуров или шлюзов;

у ворот производственных помещений при любых расчетных температурах наружного воздуха и при любой продолжительности открывания ворот в случае недопустимости снижения температуры воздуха в помещениях по технологическим или санитарно-гигиеническим условиям.

При определении тепловой мощности воздушных завес пользуются расчетной зимней температурой, соответствующей параметрам Б.

Способ расчета воздушных завес, разработанный В. В. Батуриным и усовершенствованный И. А. Шепелевым, основан на известном в аэродинамике методе геометрического сложения скоростей, в данном случае скорости струи, выходящей из патрубка, и скорости набегающего потока ветра.

Количество наружного воздуха L, поступающего через открытый проем без воздушной завесы, будет равно

$$L = v_в BH \text{ м}^3/\text{с},$$

где $v_в$ — скорость ветра в м/с;

B — ширина проема в м;

H — высота проема в м (см. рис. 77).

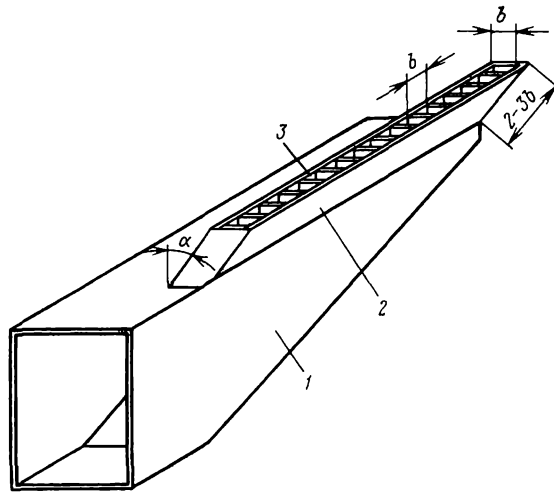


Рис. 78. Приточный воздуховод для воздушных завес

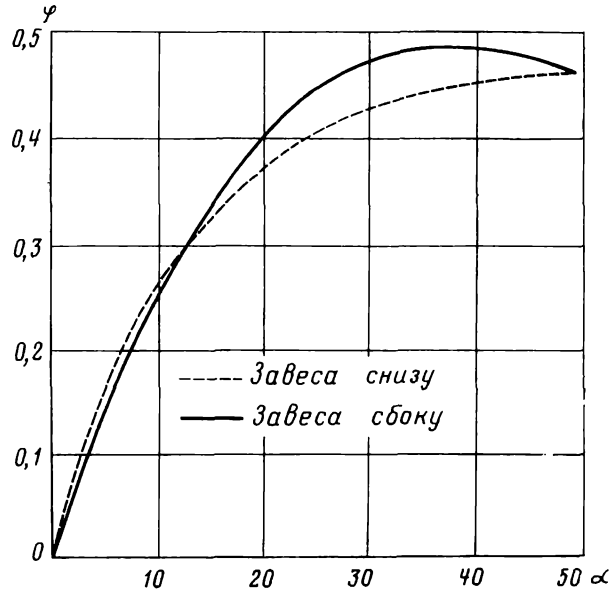


Рис. 79. Кривые для определения величины, характеризующей дальнобойность воздушной завесы

Расход воздуха на создание завесы $L_{зав}$ при условии полного перекрытия проема струей, т. е. недопущения прорыва воздуха, можно определить из выражения

$$L_{зав} = \frac{L}{\varphi \sqrt{\frac{B}{в} + 1}} \text{ м}^3/\text{с}, \qquad (89)$$

где φ — величина, характеризующая дальнобойность завесы в зависимости от угла выхода струи α, значение φ можно найти по кривым на рис. 79;

$в$ — ширина щели патрубка в м.

Пример. Определить расход воздуха на боковую воздушную завесу для проема высотой $H=2{,}2$ м и шириной $B=2{,}0$ м при средней скорости ветра $v_в=2{,}5$ м/с. Ширину щели выходного патрубка принимаем равной 0,15 м, угол выхода струи 45°. Количество прорывающегося воздуха без завесы будет равно

$$L = v_в BH = 2{,}5 \cdot 2{,}0 \cdot 2{,}2 = 11{,}0 \text{ м}^3/\text{с}.$$

По кривой (см. рис. 79) находим для $\alpha=0{,}45°$ значения $\varphi=0{,}46$. Тогда, пользуясь формулой (89), получим

$$L_{зав} = \frac{L}{\varphi \sqrt{\frac{B}{b} + 1}} = \frac{11{,}0}{0{,}46 \sqrt{\frac{2{,}0}{0{,}15} + 1}} = 4{,}12 \text{ м}^3/\text{с}$$

или

$$L_{зав} = 4{,}12 \cdot 3600 = 14\,900 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Скорость выхода воздуха из щели патрубка при этом будет равна

$$v_щ = \frac{4{,}12}{2{,}2 \cdot 0{,}15} = 12{,}2 \text{ м/с}.$$

Воздух, поступающий в завесу, часто предварительно подогревают в калорифере. В этом случае воздушную завесу называют воздушно-тепловой.

Глава XIV

УСТРОЙСТВО И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ УСТАНОВОК ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Основными элементами, из которых состоят установки для кондиционирования воздуха, являются: воздуховоды, вентиляторы, калориферы, форсунки, фильтры, сепараторы и т. п. Рассмотрим главнейшие из них.

1. Воздуховоды

Устройство воздуховодов

Воздуховоды, или каналы, устраивают для подачи или удаления воздуха, а также соответствующего его распределения в вентилируемом помещении.

По своему устройству воздуховоды (каналы) можно разделить на две основные группы.

1. Связанные со строительными конструкциями здания и устанавливаемые в толще стен, в междуэтажных перекрытиях, под полом, под лотками шедов. Такие воздуховоды могут быть кирпичными, бетонными, шлакобетонными, железобетонными и т. п.

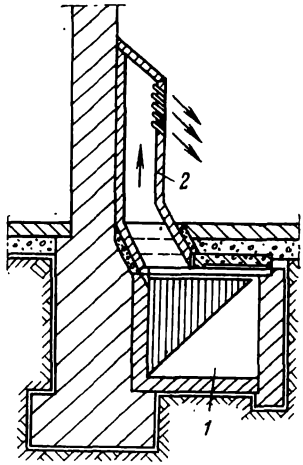


Рис. 80. Подпольный кирпичный канал

2. Не связанные со строительными конструкциями здания. Воздуховоды этого типа делают в виде труб или коробов из кровельной стали, жести, стекла в металлическом каркасе, винипласта. Их подвешивают к потолку в вентилируемом помещении.

Отметим некоторые, наиболее характерные конструкции каналов.

На текстильных фабриках большое распространение получили подпольные каналы *1* (рис. 80), боковые стенки которых обычно делают кирпичными, пол — бетонным, а перекрытие — железобетонным. Воздух из таких каналов выходит через тумбочки *2*.

Подпольные каналы делают таких размеров, чтобы осмотр и чистка каналов были незатруднены. Минимальный размер канала по высоте и ширине, при котором возможна его очистка, составляет 0,5 м.

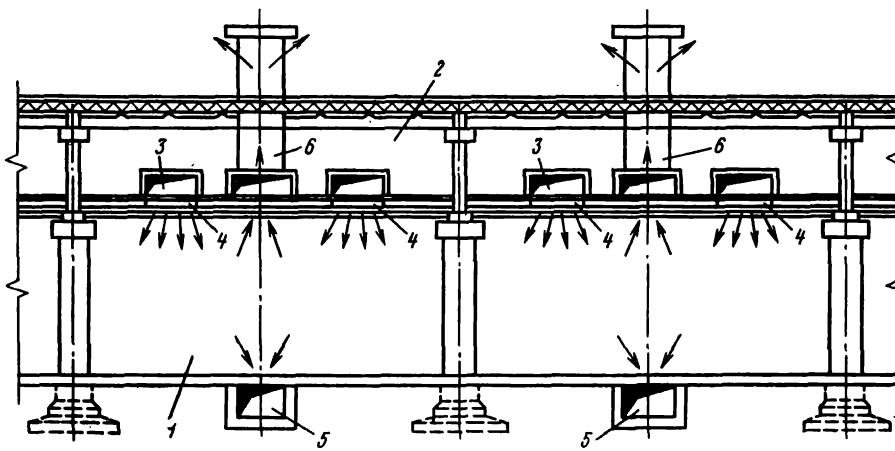


Рис. 81. Расположение приточных и вытяжных каналов в закрытых зданиях: *1* — рабочий вал; *2* — технический чердак; *3* — приточные каналы; *4* и *5* — вытяжные каналы; *6* — вытяжная шахта

Чтобы стенки канала были гладкие, их внутреннюю поверхность оштукатуривают.

Подпольные каналы могут быть бетонными, шлакобетонными и железобетонными, прямоугольного, квадратного или круглого сечений. В настоящее время их обычно делают из сборных элемен-

тов. Эти каналы удобны для вентиляции одноэтажных фабрик; воздух из этих каналов выпускают через специальные тумбочки.

В закрытых зданиях (без естественного света) приточные каналы обычно помещают на техническом чердаке (рис. 81), а вытяжные каналы располагают под полом или также на техническом чердаке в зависимости от принятого способа удаления воздуха. Как чердачные, так и подпольные каналы имеют прямоугольное сечение. Следует уделять большое внимание герметичности чердачных каналов. При большой их длине на практике часто наблюдаются значительные утечки или присосы воздуха через неплотности в каналах.

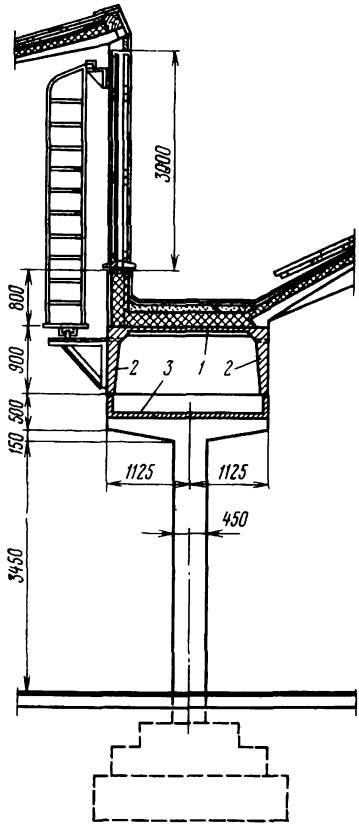


Рис. 82. Канал под лотком шеда

В одноэтажных шедовых фабриках вентиляционные каналы хорошо располагать под лотками шедов с выпуском воздуха через боковые или нижние стенки каналов. Верхняя часть таких каналов состоит из железобетонных плиты *1* (рис. 82) и балок *2*, а нижняя часть *3* — из стальных листов, металлических плит или из подвесных железобетонных стенок — подшивки. Стенки делают также из асбестоцемента.

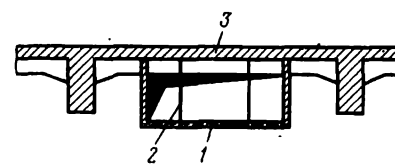


Рис. 83. Схема подвесного канала

Для вентиляции многоэтажных фабрик вентиляционные каналы часто подвешивают к междуэтажному перекрытию. Стенки таких каналов состоят из стальной сетки *1* (рис. 83), подвешенной на прутьях *2* к стальной арматуре плиты *3*. Сетка покрывается цементным раствором.

Каналы, связанные со строительными конструкциями здания, не загромождают и не затемняют рабочих помещений; долговечность таких каналов равна долговечности здания, благодаря чему эти каналы получили весьма широкое применение при строительстве новых фабрик. Однако рассматриваемые каналы удобны для перемещения чистого воздуха или воздуха с небольшой его запыленностью.

На существующих старых фабриках, где нет возможности проложить каналы в строительных конструкциях, их делают в виде подвесных труб или коробов из кровельной стали, жести, стекла, винипласта и т. п. материала.

Стальные воздуховоды выполняют из оцинкованной или черной кровельной стали круглого или прямоугольного сечения. Круглая

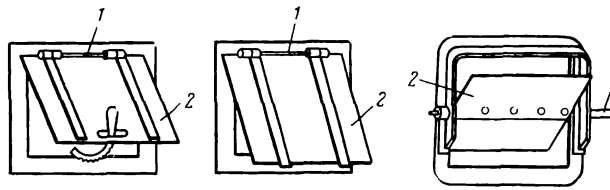


Рис. 84. Дроссель-клапаны

форма сечения наиболее выгодна, так как при наименьшем периметре по отношению к площади получают максимальную экономию расхода материалов. Круглые воздуховоды, не имеющие углов, меньше засоряются, что очень важно при перемещении запыленного воздуха и особенно при пневматическом транспортировании волокнистых материалов. В то же время каналы прямоугольного сечения лучше вписываются в строительные конструкции здания, особенно при большом их сечении.

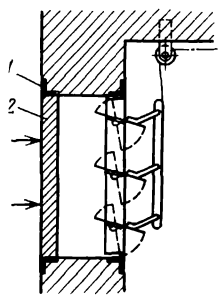


Рис. 85. Схема многостворчатого клапана и жалюзи

Область применения стальных воздуховодов ограничивается приточно-вытяжными системами в цехах старых текстильных фабрик. Такие воздуховоды используют при устройстве разветвленных вытяжных систем, а также при пневматической транспортировке хлопка, шерсти, костры как на старых, так и на новых текстильных фабриках.

В настоящее время для изготовления вентиляционных каналов все чаще применяют пластмассы.

Воздуховоды снабжают соответствующей арматурой в виде дроссель-клапанов, жалюзи, решеток, задвижек и т. п.

Дроссель-клапаны устанавливают в приточных и вытяжных каналах; ими можно регулировать количество перемещаемого воздуха. Дроссель-клапан состоит из поворотной оси *1* (рис. 84), на которой укреплена створка *2*. При больших размерах каналов клапаны делают из нескольких створок.

В воздухоприемных отверстиях устанавливают жалюзи, представляющие собой рамку *1* (рис. 85) из стального уголка, к которой прикрепляют неподвижные перья *2* из кровельной стали. Перья *2* устанавливают под углом 45° со скатом наружу. Жалюзи служат в качестве предварительного фильтра для воздуха: они препятст-

вуют попаданию в вентиляционные системы дождя и снега, а также залетанию птиц.

Отверстия для рециркуляции внутреннего воздуха закрывают проволочными решетками.

Расчет воздуховодов

Расчет воздуховодов сводится к определению размеров их поперечного сечения на различных участках, выравниванию сопротивлений для обеспечения заданного расхода воздуха по отверстиям, ответвлениям и магистралям и к подсчету потерь давления, происходящих в канале вследствие сопротивлений, которые они оказывают движению воздуха.

Сечение воздуховода F будет прямо пропорционально количеству перемещаемого воздуха и обратно пропорционально скорости движения воздуха:

$$F = \frac{L}{v \cdot 3600} \text{ м}^2, \tag{90}$$

где L — расход воздуха в м³/ч;

v — скорость движения воздуха в м/с.

В кирпичных и железобетонных каналах, имеющих шероховатые стенки, скорость в корне канала принимают в пределах 6—8 м/с; в стальных и винипластовых каналах с гладкими стенками скорость принимают, как правило, от 8 до 12 м/с. При перемещении пыльного воздуха, пневматической транспортировке хлопка, шерсти, костры и других волокнистых и сыпучих материалов скорость движения воздуха должна быть такой, чтобы поток воздуха уносил материальные частицы без оседания их на стенках воздуховода.

Сопротивления воздуховодов

По своему характеру сопротивление в каналах может быть двух видов: сопротивление трения, вызываемое трением частиц воздуха о стенки каналов, и местное сопротивление, создаваемое различными препятствиями, встречающимися на пути движения воздуха, как, например, коленами (поворотами), ответвлениями (разделением или слиянием потоков), изменениями сечения и т. п.

Сопротивление трения $\Delta p_{тр}$ канала произвольного сечения определяется по известной формуле гидравлики, предложенной Дарси:

$$\Delta p_{тр} = Rl = \psi l \frac{U}{F} \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ Н/м}^2, \tag{91}$$

где R — удельное сопротивление трения на 1 пог. м канала в Н/м²·м;

l — длина расчетного участка в м;

U — периметр канала в м;

F — площадь поперечного сечения канала в м²;

g — ускорение силы тяжести м/с².

Для канала круглого сечения диаметром d

$$\frac{U}{F}=\frac{4}{d}.$$

Тогда сопротивление трения канала круглого сечения определяется из выражения

$$\Delta p_{тр}=Rl=\lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}\gamma \text{ Н/м}^2, \tag{92}$$

где $\lambda=4\psi$;

R — потеря давления на 1 пог. м трубопровода;

λ — коэффициент сопротивления трения.

Для нахождения коэффициента λ предложено несколько зависимостей. В настоящее время наиболее достоверной и простой является формула А. Д. Альтшуля, имеющая следующий вид:

$$\lambda=0{,}11\left(\frac{k_э}{d}+\frac{68}{Re}\right)^{0.25} \tag{93}$$

где $k_э$ — величина эквивалентной шероховатости в мм, учитывающая высоту выступов, их форму и взаимное расположение;

d — диаметр трубопровода в мм;

Re — критерий Рейнольдса (безразмерный).

Для технически гладких труб $k_э=0{,}1$ мм. Из формулы (92) потеря давления на 1 пог. м трубопровода круглого сечения будет равна

$$R=\frac{\lambda}{d}\frac{v^2}{2g}\gamma \text{ Н/м}^2.$$

Для упрощения определения R, используя формулу (93) А. Д. Альтшуля, С. С. Лазевник составил номограмму для технически гладких труб (т. е. для $k_э=0{,}1$ мм), приведенную на рис. 86. На этой номограмме по оси абсцисс отложен расход воздуха (в м³/ч), а по оси ординат — значения R (в Н/м²·м). На номограмме нанесены также два семейства наклонных линий, соответствующих скоростям движения воздуха (в м/с) и диаметром воздуховода (в мм).

Если воздуховод имеет не круглое, а прямоугольное или квадратное сечение со сторонами a и b, то находят его эквивалентный диаметр, под которым понимается диаметр условного воздуховода круглого сечения с сопротивлением трения на единицу длины таким же, как и у канала некруглого сечения.

Различают два вида эквивалентных диаметров: эквивалентный диаметр по скорости $d_{э.с}$, когда скорости в действительном и условном каналах равны, и эквивалентный диаметр по расходу воздуха $d_{э.р}$ — при равенстве расходов воздуха в действительном и условном каналах. В дальнейшем будем пользоваться значением $d_{э.с}$, имеющим более простой вид. Найдем значение $d_{э.с}$.

При равных скоростях движения воздуха прямоугольный и круглый воздуховоды согласно формуле (91) будут иметь одинаковое сопротивление трения на единицу длины, если отношения

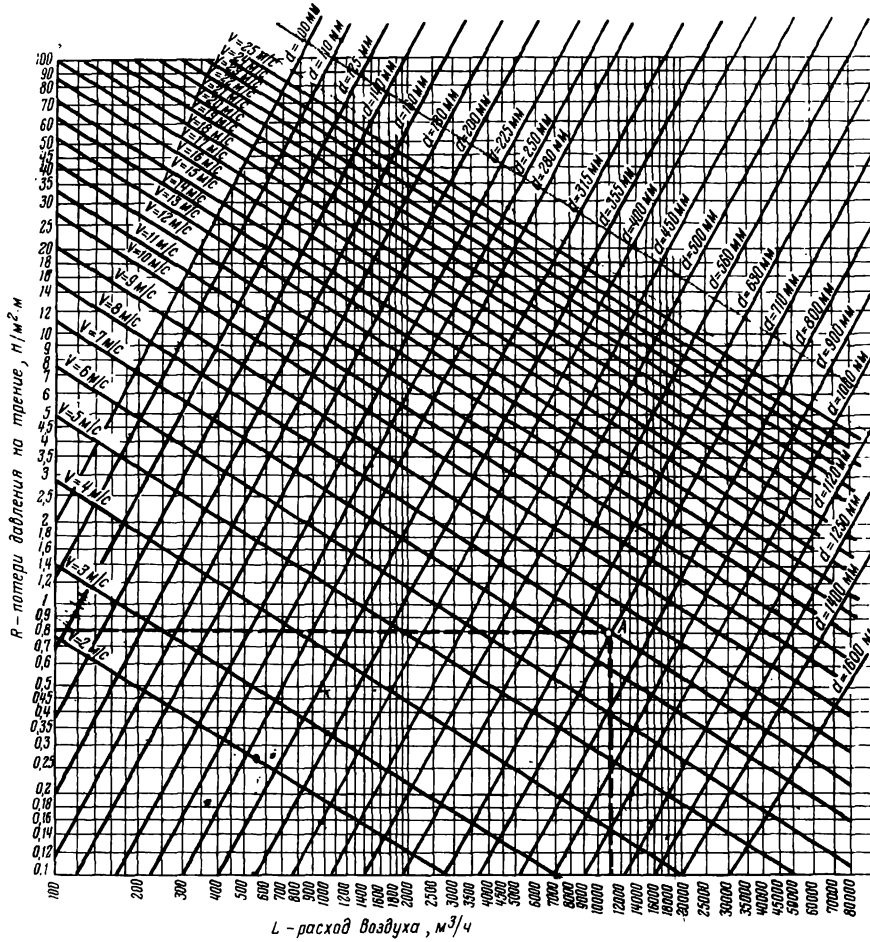


Рис. 86. Номограмма С. С. Лазевника для расчета круглых металлических воздуховодов

периметра U к площади F поперечного сечения $\frac{U}{F}$ в обоих каналах будет одинаковым, т. е.

$$\frac{U}{F} = \frac{2(a+b)}{ab} = \frac{\pi d_{э.\,с} \cdot 4}{\pi d_{э.\,с}^2}.$$

Отсюда

$$d_{э.\,с} = \frac{2ab}{a+b}. \qquad (94)$$

Как уже отмечалось, номограмма на рис. 86 составлена для $k_э = 0{,}1$ мм. Для другой эквивалентной шероховатости стенок следует вводить соответствующую поправку. На практике широко применяют каналы с железобетонными стенками, для которых можно принять $k_э = 0{,}8$ мм, а поправочный коэффициент на шероховатость $a = 1{,}35$.

Пример. Определить сопротивление трения канала сечением $0{,}55 \times 1{,}0$ м с железобетонными стенками при расходе воздуха 15800 м³/ч и длине канала 10 м.

По формуле (94) найдем сначала эквивалентный диаметр по скорости

$$d_{э.\,с} = \frac{2 \cdot 0{,}55 \cdot 1{,}0}{0{,}55 + 1{,}0} = 0{,}710 \text{ м} = 710 \text{ мм}.$$

Скорость воздуха в канале будет

$$v = \frac{15\,800}{3600 \cdot 0{,}55 \cdot 1{,}0} = 8{,}0 \text{ м/с}.$$

Найдем по номограмме (см. рис. 86) точку пересечения наклонных линий, соответствующих $d_{э.с} = 710$ мм и $v = 8$ м/с. Из полученной точки пересечения ведем влево горизонталь до пересечения с осью ординат, по которой определяем $R = 0{,}8$ Н/м² · м.

По условию задачи у канала железобетонные стенки, для которых по предыдущему $k_э = 0{,}8$ и $a = 1{,}35$, тогда получим

$$R = 0{,}8 \cdot 1{,}35 = 1{,}08 \text{ Н/м}^2 \cdot \text{м}.$$

На всем участке длиной 10 м сопротивление трения будет равно

$$Rl = 1{,}08 \cdot 10 = 10{,}8 \text{ Н/м}^2.$$

Местное сопротивление каналов. Определяется из выражения

$$\Delta p_м = \Sigma \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma, \qquad (95)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления; этот безразмерный коэффициент показывает, какая часть скоростного давления расходуется на преодоление данного местного сопротивления.

Коэффициент ζ для различных случаев практики обычно находят опытным путем ввиду трудности его теоретического определения. Тем не менее проф. П. Н. Каменев и доц. С. Р. Левин на основании теории смешивания и деления потоков нашли теоретическим путем значение коэффициентов местных сопротивлений тройников и крестовин.

Значения коэффициентов ζ для наиболее употребительных случаев в расчетной практике приведены в табл. VII приложения.

Рассмотрим некоторые, наиболее характерные виды местных сопротивлений.

Колена и отводы. Весьма распространенным видом местного сопротивления являются колена и отводы, вызывающие повороты и искривления потоков. При повороте жидкости в колене происходит деформация скоростного поля и образование вихрей b_1 у внутренней кромки *1* (рис. 87) и b_2 у внешней кромки *2* стенок. Наибольшая деформация потока и, следовательно, наибольшее сопро-

тивление происходят в коленах с острыми кромками. По мере скругления кромок местные сопротивления в колене уменьшаются; при этом на уменьшение сопротивления решающее влияние оказывает скругление внутренней кромки *1*, а не наружной кромки *2*.

Для ослабления вихреобразования в потоке и уменьшения местного сопротивления весьма полезно в коленах или в местах пово-

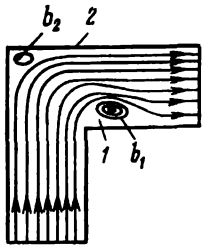


Рис. 87. Схема движения струек потока в колене

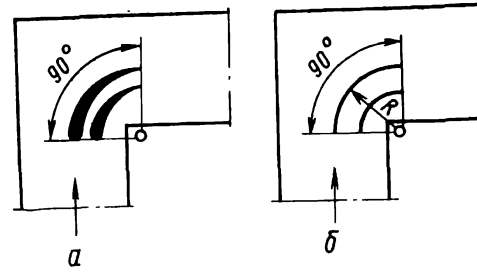


Рис. 88. Схема направляющих лопаток в колене

ротов устанавливать направляющие лопатки, которые бывают двух видов: профилированные (рис. 88, *а*) — обтекаемой формы, устанавливаемые тупой частью со стороны набегающего потока, и непрофилированные (рис. 88, *б*) — с тонкими стенками, изготовляемые обычно из кровельной стали.

Так как наибольшая деформация и искривление потока наблюдаются у внутренней кромки, то и направляющие лопатки следует размещать в этой зоне. По исследованиям ЦАГИ (В. И. Ханжонков и В. Н. Талиев) рекомендуется ставить от одной до трех лопаток. Установка направляющих лопаток значительно уменьшает коэффициент местного сопротивления поворота. Если для прямого колена без лопаток $\zeta = 1{,}1$, то при установке двух профилированных лопаток $\zeta = 0{,}3$. На практике обычно применяют непрофилированные лопатки как более простые и дешевые.

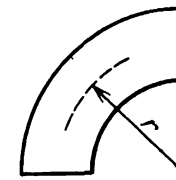


Рис. 89. Схема отвода

Отводы (рис. 89), дающие более плавное изменение направления воздуха, оказывают меньшее сопротивление, которое тем меньше, чем больше отношение $\frac{r}{d}$ (где r — радиус закругления, d — диаметр отвода).

Внезапное расширение канала (рис. 90). Коэффициент местного сопротивления ζ при внезапном расширении канала определяется по теореме Борда — Карно:

$$\zeta = \left(1 - \frac{v_1}{v_2}\right)^2 = \left(1 - \frac{F_2}{F_1}\right)^2, \qquad (96)$$

где v_1 — скорость движения воздуха в большем сечении канала в м/с;

v_2 — то же, в меньшем сечении канала в м/с;
F_1 — площадь большего сечения канала в м²;
F_2 — площадь меньшего сечения канала в м².

Следует иметь в виду, что величина ζ отнесена нами к большей скорости и, следовательно, в формулу (96) надо подставлять значение большей скорости v_2.

Местное сопротивление при выходе воздуха в атмосферу представляет собой частный случай внезапного расширения канала при выходе воздуха в бесконечное пространство. Поэтому коэффициент местного сопротивления свободного выхода будет равен

$$\zeta = \left(1 - \frac{F_2}{\infty}\right) = 1. \qquad (97)$$

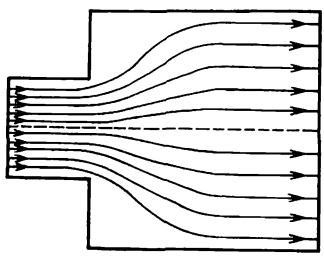


Рис. 90. Схема внезапного расширения канала

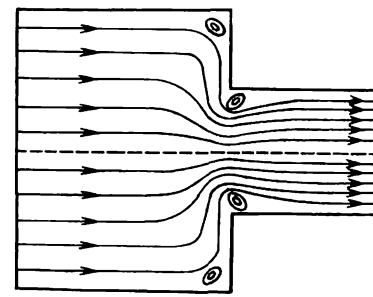


Рис. 91. Схема внезапного сужения канала

Это значит, что кинетическая энергия потока при выходе из отверстия целиком теряется. Учитывая неравномерность скоростного поля, практически принимают $\zeta = 1{,}05$, относя его к средней скорости выхода воздуха.

Внезапное сужение канала (рис. 91). При переходе потока из широкого сечения в узкое происходит сначала сжатие потока, а затем его расширение, что вызывает потерю давления на удар.

Коэффициент местного сопротивления ζ, отнесенный к скорости в узком сечении, в этом случае подбирают по данным табл. VII (п. 4) приложения.

Тройники и крестовины. В тройниках происходит слияние двух потоков в один или разветвление одного потока на два; в крестовинах возможно слияние или разветвление трех, а иногда и более потоков.

Различают два вида местных сопротивлений, создаваемых тройниками и крестовинами: 1) сопротивление прохода, когда струя движется в направлении оси потока, и 2) сопротивление на ответвление, когда струя ответвляется от общего потока или сливается с ним. В первом случае коэффициент местного сопротивления прохода $\zeta_п$ относится к скорости в поперечных сечениях до

слияния или после разветвления потоков; во втором случае коэффициент местного сопротивления на ответвление ζ_0 относится к скорости в поперечных сечениях ответвлений.

Отличительной особенностью местных сопротивлений крестовин и тройников является зависимость их численных значений не только от геометрических форм соответствующих фасонных частей, но и от соотношений скоростей сливающихся потоков (при всасывании) или скоростей отделившегося и суммарного потоков (при нагнетании). В связи с этим для одного и того же тройника или крестовины коэффициент ζ — величина переменная; в отдельных случаях коэффициенты ζ могут иметь даже отрицательное значение, так как в процессе смешивания энергия одного из потоков может увеличиться за счет уменьшения энергии другого потока.

Закономерности изменения этих сопротивлений в тройниках и крестовинах вентиляционных воздуховодов были экспериментально исследованы и теоретически обобщены С. Р. Левиным. Предложенные им данные приведены в табл. VII (п. 16 и 17) приложения.

На практике при проектировании воздуховоды обычно рассчитывают по методу удельной потери давления на 1 м длины канала.

Перед расчетом вычерчивают трассу воздуховодов в прямоугольных проекциях или в аксонометрии с соблюдением масштаба. Сеть каналов разбивают на участки, причем участком называется часть воздуховода, в которой сохраняется расход воздуха.

Для удобства и систематичности ведения расчета все данные записывают в таблицу определенной формы (табл. 20).

Таблица 20

Данные расчета потерь давления в сети вентиляционных каналов

Номер участка (см. рис. 92)	Расход воздуха в м³/с	Скорость воздуха в м/с	Площадь поперечного сечения в м²	Размеры сечения м	Эквивалентный диаметр по скорости $d_э$·с в мм	Длина участка в м	Сопротивление трения			Местные сопротивления	
							$R_{гл}$ в Н/м²·м	$R_{шер}$ в Н/м²·м	$\Delta p_{тр}=Rl$ в Н/м²	$\Sigma\xi$	$\Delta p_м$ в Н/м²
1	100 000	8,0	3,47	1,86×1,86	1,86	7	0,23	0,31	2,2	3,84	91,5
2	100 000	2,03	13,65	4,0×3,41	—	—	—	—	—	26	64,6
3	100 000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	150
4	50 000	2,31	6,0	4,0×1,5	2,18	—	—	—	—	2,55	50,6
5	25 000	1,65	6,0	4,0×1,5	2,18	—	—	—	—	1,55	10,37
6	25 000	3,0	1,15	1,15×1,0	1070	50	0,28	0,42	19,0	2,0	30,1
Итого									21,2		397,17

$$\Delta p_{тр} + \Delta p_м = 21{,}2 + 397{,}17 = 418{,}37 \text{ Н/м}^2.$$

Методику ведения расчета потерь давления проследим на численном примере.

Пример. Рассмотрим пример расчета потерь давления в вентиляционной сети, включающей приточную шахту *1* (рис. 92), типовой кондиционер *2* и сеть приточных каналов *3—6*. Кондиционер имеет стальные стенки, а шахта и каналы — железобетонные с коэффициентом эквивалентной шероховатости $k_э$= =0,8 мм. В сети установлен кондиционер КТ-120 с расчетной производительностью 100 000 м³/ч (при номинальной производительности 120 000 м³/ч).

Сопротивление трения определяем по номограмме С. С. Лазевника, найдя предварительно $d_{э.с}$. Удельное сопротивление трения находим сначала для гладких труб, а затем делаем поправку на шероховатость.

Коэффициенты местных сопротивлений ξ подбираем по табл. VII приложения.

Все расчетные данные по каждому участку записываем в табл. 20.

Участок 1. Этот участок представляет собой шахту с воздухоприемными отверстиями и жалюзи *а*, расположенными с четырех сторон, чтобы по-

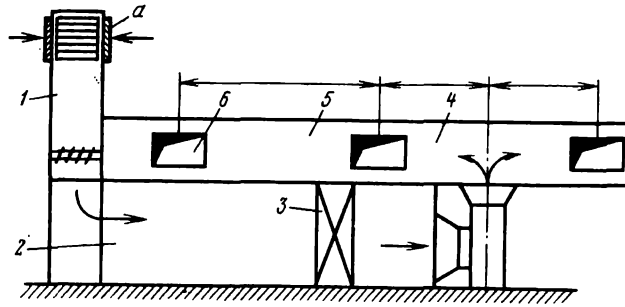


Рис. 92. Схема для расчета потерь давления в сети вентиляционных каналов

ступление воздуха в шахту не зависело от направления ветра. Пользуясь формулой (90) и принимая скорость воздуха в шахте равной 8 м/с, получим сечение шахты $F=\frac{100\,000}{3600\cdot 8}=3{,}47$ м², что и записываем в графе 4 табл. 20. Берем шахту квадратного сечения со сторонами 1,86 м, чему соответствует $d_{э.с}=1{,}86$ м; полученные величины записываем в графах 5 и 6 табл. 20. По $d_{э.с}=1{,}86$ и $v=8$ м/с находим по номограмме (рис. 86) $R_{гл}=0{,}23$ Н/м²·м. По предыдущему поправка на шероховатость железобетонных каналов $\alpha=1{,}35$; тогда

$$R_{шер}=1{,}35\cdot 0{,}23=0{,}31 \text{ Н/м}^2\cdot\text{м},$$

а на всем участке длиной 7 м

$$\Delta p_{тр}=R_{шер}l=0{,}31\cdot 7=2{,}2 \text{ Н/м}^2.$$

Полученные величины записываем в графах 8, 9 и 10 табл. 20.

Определим далее местные сопротивления на участке *1*: вход в шахту, сужение и расширение сечения шахты в месте установки клапанов, поворот потока воздуха из шахты в кондиционер на 90°

Вход в шахту. Коэффициент местного сопротивления для данного случая определяем по данным п. 21 и 11 табл. VII приложения.

$$\zeta_1=0{,}5+2\zeta',$$

где ζ' — коэффициент местного сопротивления колена с расширением сечения при выходе в шахту.

Сечение каждого воздухоприемного отверстия и жалюзи принимаем равным сечению шахты; при этом сопротивление канала определяем для случая, когда весь воздух поступает в шахту с двух сторон. Полагая, что перья жалюзи сокращают живое сечение на 20%, получаем $h_1=0{,}8\ h$ (h_1 — высота жалюзи за вычетом толщины перьев; h — то же, без вычета перьев).

Так как в нашем случае $h \simeq b_1 \simeq b_2$ (b_1 — ширина жалюзи, b_2 — ширина шахты), то

$$\frac{b_2}{h_1} \simeq \frac{h_1}{0{,}8h} \simeq 1{,}2.$$

Согласно данным п. 11 табл. VII приложения для $\frac{b_2}{h_1} = 1{,}2$ и $\frac{b_1}{h_1} = 1{,}2$ находим $\xi = 1{,}02$.

Тогда

$$\zeta_1 = 0{,}5 + 2\zeta_1 = 0{,}5 + 2 \cdot 1{,}02 = 2{,}54.$$

Этот коэффициент следует отнести к скорости в живом сечении жалюзи; принимая во внимание, что жалюзи сокращают живое сечение на 20% и что воздух поступает с двух сторон, получим

$$v_ж = 8 : 0{,}8 : 2 = 5 \text{ м/с}.$$

Следовательно,

$$\Delta p_м = \sum \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma = 2{,}54 \frac{5{,}0^2}{2 \cdot 9{,}81} 11{,}8 = 38{,}3 \text{ Н/м}^2,$$

где γ — удельный вес воздуха в Н/м³, значение которого для $t = 20°$ С берем из данных табл. I приложения.

Сужение и расширение сечения шахты в месте установки клапанов. Коэффициент местного сопротивления для данного случая определяем по данным п. 18 табл. VII приложения. Полагаем, что клапаны состоят из пяти створок и полностью открыты; находим для $n = 5$ и $\alpha = 0$ $\xi_2 = 0{,}15$. Считая, что клапаны сокращают сечение шахты на 20%, найдем скорость воздуха в живом сечении шахты в месте установки клапанов.

$$v_ж = 8{,}0 : 0{,}8 = 10 \text{ м/с}.$$

Тогда

$$\Delta p_м = 0{,}15 \frac{10^2}{2 \cdot 9{,}81} 11{,}8 = 9{,}0 \text{ Н/м}^2.$$

Поворот потока воздуха на 90° из шахты в кондиционер. Согласно данным п. 10 табл. VII приложения $\xi_3 = 1{,}15$, а

$$\Delta p_м = 1{,}15 \frac{8{,}0^2}{2 \cdot 9{,}81} 11{,}8 = 44{,}2 \text{ Н/м}^2.$$

Таким образом, на участке *1*

$$\Sigma\zeta = 2{,}54 + 0{,}15 + 1{,}15 = 3{,}84; \quad \Delta p_м = 38{,}3 + 9{,}0 + 44{,}2 = 91{,}5 \text{ Н/м}^2,$$

Полученные величины записываем в графах 11 и 12 табл. 20.

Участок 2. Сюда входит кондиционер. Потери давления на трение воздуха о стенки кондиционера незначительны вследствие небольшой скорости воздуха и гладкости стенок. Поэтому потерями на трение в кондиционере можно пренебречь.

В то же время в кондиционере имеется много местных сопротивлений: сепараторы, водяная завеса, клапаны, фильтры, калориферы и пр. Сумму коэффициентов местных сопротивлений в двухрядных оросительных камерах можно принять по опытным данным равной $\xi = 26$.

Для принятого нами кондиционера КТ-120 при площади его поперечного сечения $F = 4{,}0 \times 3{,}41 = 13{,}65$ м² (см. табл. 10) скорость в оросительной камере будет равна

$$v = \frac{100\,000}{3600 \cdot 13{,}65} = 2{,}03 \text{ м/с}.$$

Тогда потеря давления в камере составит

$$\Delta p_м = 26 \frac{2{,}03^2}{2 \cdot 9{,}81} 11{,}8 = 64{,}6 \text{ Н/м}^2.$$

Участок 3. В этот участок входит фильтр для очистки воздуха от пыли. Как уже указывалось, в кондиционерах КТ для очистки воздуха от пыли применяются рулонные тканевые фильтры ФРП, для которых сопротивление можно принять в среднем 150 Н/м², что и записываем в табл. 20.

Сопротивлением переходного патрубка *а* и диффузора *b* после вентилятора можно пренебречь ввиду их незначительной величины.

Участок 4. Этот участок включает часть магистрального (распределительного) канала от середины выхода из вентилятора до середины первого приточного канала. По конструктивным соображениям принимаем ширину магистрального канала равной ширине кондиционера, т. е. 4,0 м, высоту 1,5 м, длину 5,0 м.

Определяем скорость воздуха в канале, учитывая при этом, что воздух распределяется на две стороны:

$$v_к = \frac{100\,000}{2 \cdot 3600 \cdot 4{,}0 \cdot 1{,}5} = 2{,}31 \text{ м/с}.$$

В данном случае эквивалентный диаметр канала по скорости будет равен

$$d_{э.с} = \frac{2ab}{a+b} = \frac{2 \cdot 4{,}0 \cdot 1{,}5}{4{,}0 + 1{,}5} = 2{,}18 \text{ м} = 2180 \text{ мм}.$$

При таком большом значении $d_{э.с}$ и малой скорости воздуха в канале потери давления на трение, как это видно на номограмме рис. 86, будут ничтожными и ими можно пренебречь.

На участке *4* имеются следующие местные сопротивления:

1) тройник с противотоком при входе в канал из вентилятора, согласно данным п. 16 табл VII приложения $\zeta_1 = 2{,}3$;

2) внезапное изменение скорости при переходе от *4* к *5* участку; по формуле (96) определим

$$\zeta_2 = \left(1 - \frac{v_5}{v_4}\right)^2 = (1 - 0{,}5)^2 = 0{,}25.$$

При этом исходим из того, что сечение магистрального канала по длине постоянно и, следовательно, на участке *5* скорость вдвое меньше, чем на участке *4*, т. е. $v_5 = 0{,}5\, v_4$.

Определяем далее величины местных сопротивлений, относя коэффициент ζ_1 к скорости выхода воздуха из диффузора вентилятора (принимаем ее равной 6,0 м/с), а коэффициент ζ_2 — к ранее вычисленной скорости воздуха на участке *4*, т. е. равной 2,31 м/с. Тогда

$$\Delta p_м = 2{,}3 \frac{6{,}0^2}{2 \cdot 9{,}81} 11{,}8 + 0{,}25 \frac{2{,}31^2}{2 \cdot 9{,}81} 11{,}8 = 49{,}8 + 0{,}8 = 50{,}6 \text{ Н/м}^2.$$

Участок 5. Сюда входит часть распределительного канала от середины первого приточного канала до середины второго приточного канала. Длина участка 8 м. Расход воздуха на этом участке вдвое меньше, чем на предыдущем, и равен 25 000 м³/ч при скорости 1,65 м/с. Потери давления на трение здесь будут еще меньше, чем на участке *4*, и ими можно пренебречь.

На участке *5* имеются следующие местные сопротивления:

1) поворот на 90° при выходе в приточный канал, где согласно данным п. 10 табл. VII приложения $\zeta = 1{,}15$; при скорости 1,65 м/с $\Delta p_м = 1{,}72$.

2) вход в потолочный канал; это сопротивление определяем по данным п. 1 и 4 табл. VII приложения; согласно п. 4 $\zeta = \zeta' K$, при этом коэффициент ζ' как местное сопротивление входа в трубу подбираем по данным п. 1.

Так как приточный канал не входит внутрь магистрального канала, то $b = 0$ и $\frac{b}{d} = 0$. Из данных табл. VII приложения (п. 1) находим, что для $\frac{b}{d} = 0$ $\zeta' = 0{,}5$.

Определяем далее коэффициент K по отношению площадей приточного и магистрального каналов; при этом площадь магистрального канала по предыдущему равна 6 м², а площадь приточного канала при скорости воздуха в его корне, равной 6 м/с, составит

$$F = \frac{25\,000}{3600 \cdot 6{,}0} = 1{,}15 \text{ м}^2.$$

Для $\frac{F_2}{F_1} = 1{,}15 : 6 = 0{,}19$ находим по данным п. 4 табл. VII приложения значение $K=0{,}8$. Таким образом,

$$\zeta = \zeta' K = 0{,}5 \cdot 0{,}8 = 0{,}4.$$

При скорости воздуха в корне приточного канала, равной 6 м/с,

$$\Delta p_м = 0{,}4 \frac{6{,}0^2}{2 \cdot 9{,}81} 11{,}8 = 8{,}65 \text{ Н/м}^2.$$

Следовательно, на участке *5*

$$\Sigma \zeta = 1{,}15 + 0{,}4 = 1{,}55,$$

а

$$\Delta p_м = 1{,}72 + 8{,}65 = 10{,}37 \text{ Н/м}^2.$$

Участок 6. В этот участок входит приточный канал длиной 50 м постоянного сечения, по которому воздух распределяется по рабочему залу. Потери давления в приточном канале можно найти тем же методом, что и в магистральном канале. Однако ввиду большого числа приточных отверстий в канале и, следовательно, большого числа участков точный подсчет сопротивлений представляет весьма трудоемкую и кропотливую работу.

Рассмотрим упрощенный, но в то же время достаточно точный для практических целей способ определения сопротивлений в приточных каналах.

Полное давление, которое должно быть создано в корне канала расходуется: 1) на преодоление сопротивления трения; 2) на преодоление сопротивления выхода воздуха и создание скоростного давления на выходе воздуха из последнего отверстия, равного $\zeta \frac{v_{вых}^2}{2g} \gamma$, для щелевых отверстий с экранами и направляющими лопатками, по данным автора, $\zeta=2{,}0$; 3) на преодоление местных сопротивлений, вызванных изменением скорости в канале в местах выхода воздуха из приточных отверстий.

Определим сначала сопротивление трения.

По ранее найденной площади приточного канала (1,15 м²) принимаем его размеры равными 1150×1000 мм; обычным способом находим $d_{э.с}=1070$ мм. Если скорость воздуха в корне канала равна 6 м/с, то средняя его скорость будет составлять 3,0 м/с. Пользуясь номограммой (см. рис. 86), по найденным значениям $d_{э.с}$ и $v_{ср}$ находим $R_{гл}=0{,}28$. По предыдущему поправка на шероховатость железобетонных каналов $\alpha=1{,}35$; тогда

$$R_{шер} = 1{,}35 \cdot 0{,}28 = 0{,}38 \text{ Н/м}^2 \cdot \text{м}.$$

Потери давления на трение во всем канале длиной 50 м будут равны

$$Rl = 0{,}38 \cdot 50 = 19 \text{ Н/м}^2.$$

Потеря давления на выходе составит

$$\Delta p_{вых} = \zeta \frac{v_{вых}^2}{2g} \gamma = 2 \frac{5^2}{2 \cdot 9{,}81} 11{,}8 = 30{,}1 \text{ Н/м}^2.$$

Местные сопротивления от изменения скорости воздуха в канале, как показывают расчеты, весьма малы, так как при большом числе отверстий в канале происходит довольно плавное изменение скорости, поэтому этими сопротивлениями можно пренебречь.

Итак, полное давление воздуха в корне канала должно быть равным

$$p_к = 30{,}1 + 19{,}0 = 49{,}1 \text{ Н/м}^2.$$

Таким образом, даже в длинных каналах с шероховатыми стенками давление, создаваемое в корнях каналов, расходуется главным образом на создание скоростного давления на выходе воздуха из отверстия в канале.

Суммарное сопротивление сети, как видно из данных табл. 20, равно 418,37 Н/м².

Для выяснения особенностей движения воздуха в приточных каналах рассмотрим общий случай движения воздуха в канале постоянного сечения по длине. Такая форма весьма характерна для каналов, встраиваемых в конструкции зданий новых текстильных комбинатов.

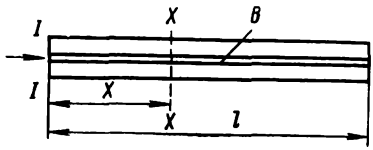


Рис. 93. Схема приточного канала постоянного сечения с продольной щелью

На рис. 93 изображена схема приточного канала постоянного сечения с продольной щелью по всей его длине. Примем следующие обозначения:

l — длина канала в м;

x — расстояние от начала канала до рассматриваемого сечения в м;

p_1 — статическое давление в сечении $I—I$ (избыточное по сравнению с атмосферным) в Н/м²;

v_1 — скорость движения воздуха в сечении $I—I$ в м/с;

p_x — статическое давление в сечении $x—x$ в Н/м²;

v_x — скорость движения воздуха в сечении $x—x$;

U — периметр воздуховода в м;

F — площадь поперечного сечения канала в м²;

λ — коэффициент сопротивления трения.

Напишем уравнение Бернулли для сечений $I—I$ и $x—x$:

$$p_1 + \frac{v_1^2}{2g}\gamma = p_x + \frac{v_x^2}{2g}\gamma + \Delta p_{тр}, \tag{98}$$

где $\Delta p_{тр}$ — сопротивление трения на участке длиной x.

Из уравнения (98) имеем

$$p_x = p_1 + \frac{v_1^2}{2g}\gamma - \frac{v_x^2}{2g}\gamma - \Delta p_{тр}. \tag{99}$$

Сопротивление трения на элементе участка длиной dx для канала произвольной формы сечения будет равно

$$d(\Delta p_{тр}) = \frac{\lambda}{4} \cdot \frac{U}{F} \cdot \frac{v_x^2}{2g}\gamma dx.$$

Заметим, кто $\lambda = 4\Psi$ (см. формулу 92); сопротивление трения на всем участке длиной x (учитывая, что в каналах с шерохова-

тыми стенками величина λ постоянна, т. е. не зависит от скорости) составит

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda U}{4F} \cdot \frac{\gamma}{2g} \int_0^x v_x^2 dx.$$

Из условий равномерности раздачи воздуха по длине канала имеем

$$v_x = v_1 \frac{l-x}{l}.$$

Тогда

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda U}{4F} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \gamma \int_0^x \left(\frac{l-x}{l}\right)^2 dx = \frac{\lambda U}{4F} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{3l^2} [l^3 - (l-x)^3] + c.$$

Легко видеть, что постоянная интегрирования c в данном случае равна нулю. Действительно, при $x=0$ $\Delta p_{\text{тр}}=0$ и, следовательно, $c=0$. Итак,

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\lambda U}{4F} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot \frac{\gamma}{3l^2} [l^3 - (l-x)^3].$$

Подставляя полученные значения v_x и $\Delta p_{\text{тр}}$ в формулу (99), получим

$$p_x = p_1 + \frac{v_1^2}{2g} \gamma \left\{\left[1 - \left(\frac{l-x}{l}\right)^2\right] - \frac{\lambda U}{4F} \frac{1}{3l^2} [l^3 - (l-x)^3]\right\}. \quad (100)$$

Пользуясь формулой (100), можно найти статическое давление в любом сечении воздуховода.

Проанализируем далее по производным от функции p_x изменение p_x по длине канала. Найдем первую производную от функции (100):

$$(p_x)' = \frac{v_1^2}{2g} \gamma \left[2 \frac{l-x}{l^2}\right] - \frac{\lambda U}{4F} \frac{1}{l^2} (l-x)^2.$$

Приравняем первую производную нулю, тогда

$$(l-x) - \frac{\lambda}{8} \frac{U}{F} (l-x)^2 = 0.$$

Критические значения x будут равны

$$x_1 = l; \quad x_2 = l - \frac{8F}{\lambda U}.$$

Найдем вторую производную

$$(p_x)'' = -1 + \frac{\lambda}{4} \frac{U}{F} (l-x).$$

При $x_1 = l_1 (p_x)'' = -1$, т. е. в данном случае функция имеет максимум; при $x_2 = l - \frac{8F}{\lambda U}$ будем иметь

$$(p_x)'' = -1 + \frac{\lambda}{4} \frac{U}{F} \left(l - l + \frac{8F}{\lambda U} \right) = 1.$$

Следовательно, в данном случае функция p_x имеет минимум. Это означает, что минимальное статическое давление будет находиться где-то в промежуточной точке, возрастая к началу и концу воздуховода. В частном случае при $l = \frac{8F}{\lambda U} x = 0$, минимальное статическое давление наблюдается в начале канала, оно будет неуклонно возрастать к его концу.

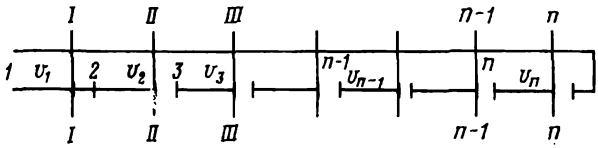


Рис. 94. Схема приточного канала постоянного сечения с отверстиями

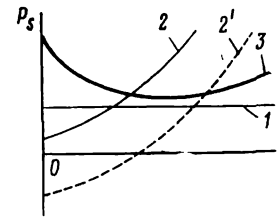


Рис. 95. Кривые изменения статического давления по длине канала

Из выражения $x_2 = l - \frac{8F}{\lambda U}$ следует, что при большем коэффициенте сопротивления λ, т. е. при большем сопротивлении канала, а также большем значении $\frac{U}{F}$, т. е. при более значительном отклонении формы поперечного сечения канала от круглой, сечение, для которого $p_x = \min$, будет отстоять дальше от начала канала. Наоборот, чем меньше сопротивление канала, тем сечение, в котором $p_x = \min$, будет расположено ближе к началу канала. В каналах с малыми сопротивлениями минимальное статическое давление наблюдается обычно в начале канала.

Рассмотрим далее распределение давлений в канале произвольного сечения с прерывной раздачей воздуха, т. е. когда воздух выходит через отверстия прямоугольного, круглого, квадратного сечений или через поперечные щели, расположенные на некотором расстоянии друг от друга (рис. 94).

Напишем уравнение Бернулли для сечений $I—I$ и $n—n$:

$$p_1 + \frac{v_1^2}{2g} \gamma = p_n + \frac{v_n^2}{2g} \gamma + \Delta p, \qquad (101)$$

где Δp — сумма сопротивлений на участках *2, 3,..., n*.

Из уравнения (101) найдем статическое давление у n-го сечения:

$$p_n = p_1 + \frac{\gamma}{2g}(v_1^2 - v_n^2) - \Delta p. \qquad (102)$$

Из уравнений (100) и (102) видно, что статическое давление к концу канала, с одной стороны, возрастает за счет падения скорости (т. е. за счет перехода кинетической энергии в потенциальную), с другой стороны, падает, так как часть энергии потока затрачивается на преодоление сопротивлений, переходя в тепло. Изменение статического давления и, следовательно, раздача воздуха по длине канала зависят от приращения статического давления за счет падения скорости воздуха (второй член уравнений 100 и 102) и величины сопротивлений каналов (третий член тех же уравнений). В зависимости от соотношения указанных величин в приточных каналах возможны три основных случая.

Первый случай, когда

$$\frac{\gamma}{2g}(v_1^2 - v_n^2) = \Delta p.$$

В этом случае градиент статического давления в результате падения скорости воздуха равен сумме сопротивлений в каналах и, значит, целиком расходуется на преодоление сопротивлений. Другими словами, статическое давление и, следовательно, раздача воздуха по всей длине канала постоянны (рис. 95, прямая *1*).

Профессор К. К. Баулин впервые теоретически определил форму воздуховода в виде клинообразного канала, суживающегося к концу, в котором статическое давление воздуха по всей длине канала постоянно. Однако на текстильных фабриках такие каналы широкого практического применения не получили вследствие сложности их изготовления.

Второй случай, когда

$$\frac{\gamma}{2g}(v_1^2 - v_n^2) > \Delta p.$$

Это соотношение говорит о том, что приращение статического давления за счет падения скорости воздуха превышает сумму сопротивлений в каналах; следовательно, статическое давление и раздача воздуха будут возрастать к концу канала (см. рис. 95, кривая *2*). Нередко в этом случае в начале канала образуется разрежение (кривая *2'*), и тогда через первые отверстия воздух будет не выходить, а всасываться из окружающей среды. Такое явление происходит обычно в металлических каналах небольшой длины с гладкими стенками.

Третий случай, когда

$$\frac{\gamma}{2g}(v_1^2 - v_n^2) < \Delta p.$$

В этом случае приращение статического давления за счет падения скорости воздуха меньше суммы сопротивлений, т. е. сопротивление

в канале превышает приращение статического давления. В результате статическое давление воздуха по длине канала начинает падать, доходит до некоторого минимума, а затем к концу канала снова несколько возрастает (кривая *3*). Последнее объясняется тем, что темп падения скорости воздуха к концу канала значительно усиливается (например, при переходе воздуха в канале постоянного сечения от предпоследнего отверстия к последнему скорость его уменьшится вдвое) и скорость в конце канала резко падает, следовательно, резко уменьшается его сопротивление. Поэтому в конце канала происходит явление, обратное тому, какое наблюдалось в начале канала.

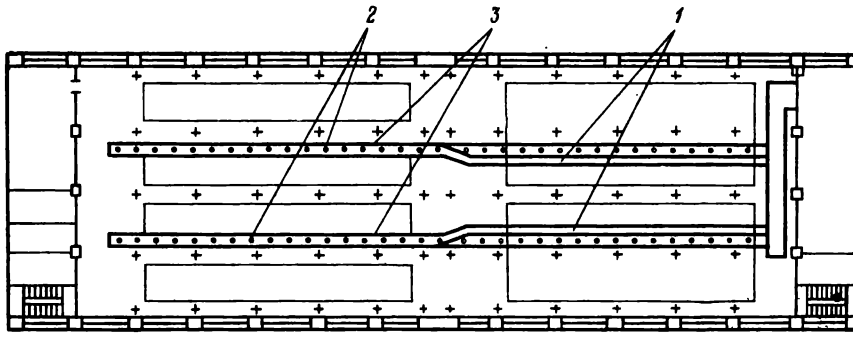


Рис. 96. Схема приточного канала с транзитным участком

Третий случай характеризует движение воздуха в каналах, имеющих большие сопротивления. Сюда можно отнести каналы с шероховатыми стенками, например железобетонные каналы значительной длины.

Из уравнений (100) и (102) видно, что закон изменения статического давления и, следовательно, характер раздачи воздуха по длине канала достаточно сложны. В связи с этим на практике возникают большие затруднения для получения равномерной раздачи воздуха по отверстиям.

Один из способов получения равномерной раздачи воздуха — установка диафрагм на приточных отверстиях; это весьма трудоемкая и кропотливая работа, если принять во внимание большое число отверстий и каналов.

В связи с этим рассмотрим основные условия, способствующие равномерной раздаче воздуха по отверстиям, с тем чтобы избежать регулировки его диафрагмами или свести ее к минимуму.

Прежде всего следует отметить, что увеличение статического давления воздуха в канале способствует выравниванию давления по длине канала и устраняет возможность подсоса воздуха в первых отверстиях. Увеличения статического давления можно достигнуть за счет увеличения скорости выхода воздуха из отверстий канала. Поэтому чем больше скорость выхода воздуха $v_{вых}$ по отношению к скорости в корне канала $v_к$, тем раздача воздуха по отверстиям

будет равномернее. На основании опытных данных для соблюдения практически равномерного распределения воздуха по длине канала (при отклонениях 10—15% от среднего расхода по отверстиям) можно считать:

для каналов с технически гладкими стенками

$$v_{вых} = (1{,}0 \div 1{,}5)\, v_к,$$

для каналов с шероховатыми стенками

$$v_{вых} = (1{,}5 \div 2{,}0)\, v_к.$$

Длину приточных (раздающих) каналов рекомендуется принимать равной не более 50 м. При необходимости распределения воздуха на большей длине следует предусматривать транзитные участки *1* (рис. 96), в которых нет приточных отверстий и по которым воздух перемещается к удаленным приточным отверстиям *2* в канале *3*.

2. Вентиляторы

Вентиляторы представляют собой устройства, предназначенные для перемещения воздуха.

В технике вентиляции и кондиционирования воздуха применяют центробежные и осевые вентиляторы.

Центробежные вентиляторы

По создаваемому давлению различают вентиляторы: низкого давления — до 1000 Н/м², среднего давления — до 3000 Н/м² и высокого давления — до 12 000 Н/м². В вентиляционной технике применяют вентиляторы низкого и среднего давления. Для перемещения пыльного воздуха, а также для пневматической транспортировки хлопка, шерсти, костры используют вентиляторы среднего и высокого давлений.

Центробежный вентилятор состоит из трех основных частей: колеса *1* (рис. 97), спиралеобразного кожуха *2*, в котором находится колесо *1*, и станины *3*, поддерживающей подшипники, в которых вращается вал колеса *1*.

Работа центробежных вентиляторов заключается в следующем. При вращении колеса воздух под действием центробежной силы отбрасывается в кожух, откуда через выхлопное отверстие *4* поступает в приточный воздуховод. Вследствие выхода части воздуха в межлопаточном пространстве колеса образуется разрежение; в результате этого воздух под действием атмосферного давления устремляется через всасывающее отверстие *5* в колесо вентилятора. Таким образом, воздух в центробежный вентилятор поступает в осевом направлении и выходит из него в направлении, перпендикулярном к оси.

Центробежные вентиляторы низкого давления. Центробежные вентиляторы низкого давления могут быть различных типов: рассмотрим наиболее распространенные из них.

Вентиляторы с колесом типа «Сирокко». На рис. 98 показано рабочее колесо типа «Сирокко» центробежного вентилятора низкого давления. Это колесо состоит из глухого диска *1*, переднего кольца *2* и прикрепленных к ним лопаток *3*. Лопатки выгнуты по дуге круга, причем вогнутая часть их направлена по ходу вращения колеса. Для повышения прочности и жесткости колеса и для его балансировки установлены тяги *4*. Вентиляторы с таким колесом сложны в изготовлении и имеют невысокий коэффициент полезного действия (0,58—0,65).

Низкий коэффициент полезного действия этих вентиляторов объясняется тем, что при вращении колеса создается преимущественно

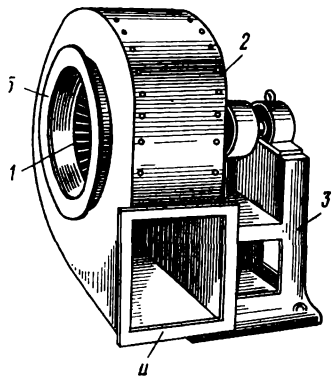


Рис. 97. Центробежный вентилятор

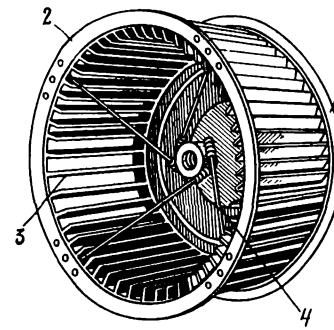


Рис. 98. Колесо типа «Сирокко» центробежного вентилятора

динамическое давление, превращение которого в статическое давление в кожухе вентилятора связано с большими потерями давления. К тому же на выходе из межлопаточных каналов получается весьма неравномерное поле скоростей, что также связано с большими потерями давления при переходе потока воздуха из колеса в кожух.

Вентиляторы ЦАГИ серии Ц4-70. Отметим, что буква *Ц* означает центробежный, цифра 4 — коэффициент полного давления, цифра 70 — быстроходность вентилятора. Недостатки, свойственные описанным выше вентиляторам, устранены у современных вентиляторов ЦАГИ; колеса этих вентиляторов имеют 12 плоских лопаток сильно загнутых назад. Схема одного из подобных вентиляторов серии Ц4-70 приведена на рис. 99*. Полный коэффициент полезного действия этих вентиляторов достигает 0,8. Высокий к. п. д. достигается за счет рациональной формы колеса, представляющего собой ряд диффузоров *1*, в которых скоростное давление переходит в статическое, а также за счет конусного входного патрубка *2*, входящего внутрь колеса *3*.

* Размеры даны в % от диаметра колеса

Широкое применение получили вентиляторы Ц4-76, по конструкции сходные с вентиляторами Ц4-70, но имеющие более сложные профилированные лопатки и вследствие этого более высокий к. п. д.,

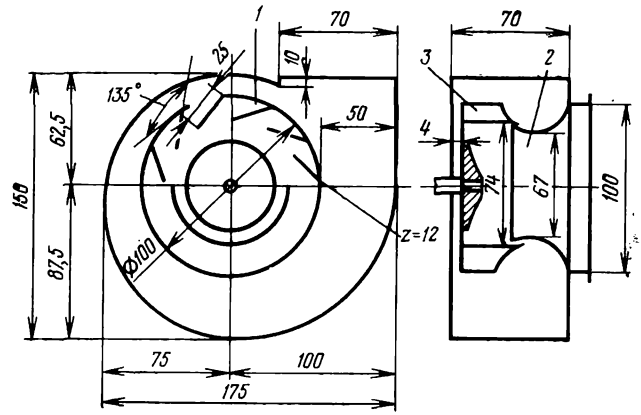


Рис. 99. Схема центробежного вентилятора серии Ц4-70

доходящий до 0,84. Эти вентиляторы применяются в вентиляционных секциях кондиционеров КТ-30, КТ-40, КТ-60, КТ-80 и КТ-120.

В кондиционерах большой производительности (типа КТ-160, КТ-200 и КТ-250) применяются вентиляторы Ц4-100/2 с двусторон-

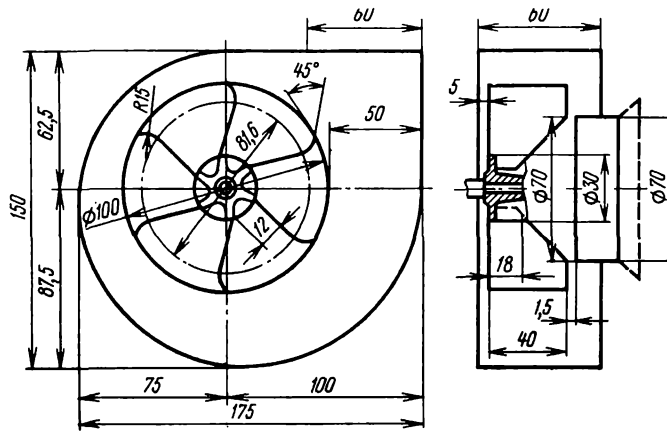


Рис. 100. Схема центробежного вентилятора ЦАГИ серии Ц6-46

ним входом, имеющие сдвоенное колесо. Их производительность достигает 250 000 м³/ч при создаваемом давлении до 2500 Н/м² и к. п. д. 0,8.

Вентиляторы ЦАГИ серии Ц6-46. Эти вентиляторы (рис. 100) * имеют колесо с шестью радиальными лопатками, концы которых

* Размеры даны в % от диаметра колеса.

загнуты. Их удобно применять для пневматической транспортировки волокнистых материалов (хлопка, шерсти), древесных стружек, опилок и т. п.; широкие, редко расставленные лопатки препятствуют их засорению. Коэффициент полезного действия этих вентиляторов невысок и составляет от 0,45 до 0,61 при создаваемом давлении до 2000 Н/м².

Осевые вентиляторы

Осевые вентиляторы состоят из колеса *1* (рис. 101), закрепленного на втулке *2*, и обечайки *3*, назначение которой — создавать направленный поток воздуха. Для улучшения условий входа воздуха

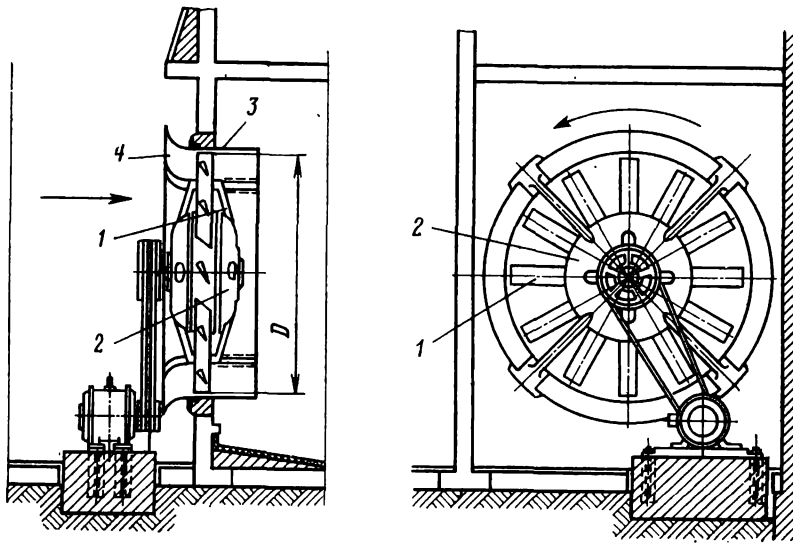


Рис. 101. Схема осевого вентилятора ЦАГИ серии У

к обечайке присоединяется коллектор *4*. Перемещение воздуха осевыми вентиляторами осуществляется по принципу вращения наклонной плоскости в массе воздуха. В осевых вентиляторах вход и выход воздуха происходит в направлении, близком к осевому, что и определяет их название.

Вентиляторы ЦАГИ серии У. Конструкция этих вентиляторов разработана группой специалистов под руководством инженеров В. И. Мошкина и К. Н. Раттэля.

Колеса осевых вентиляторов ЦАГИ серии У (см. рис. 101) имеют полые лопасти постоянной ширины обтекаемой формы, причем для лучшей обтекаемости тупая кромка должна перемещаться вперед. Исходя из условий наиболее выгодной работы, лопасти устанавливают под углом от 10 до 25° Эти вентиляторы изготавливают трех размеров № 12, 16 и 20.

Осевые вентиляторы серии У просты по конструкции и компактны. Они создают давление до 300 Н/м², но имеют невысокий коэффициент полезного действия в пределах 0,25÷0,4.

Вентиляторы ЦАГИ серии МЦ (модернизированный вентилятор ЦАГИ). Колесо *1* вентилятора (рис. 102) имеет четыре штампованные лопатки двоякой кривизны; лопатки приварены к стальному диску *2*. Вентилятор МЦ может создавать давление до 300 Н/м² при коэффициенте полезного действия 0,3÷0,5. Эти вентиляторы устанавливают на одной оси с электродвигателем.

Следует указать еще на осевой вентилятор типа ОВ по конструкции сходный с вентилятором МЦ.

Осевые вентиляторы ЦАГИ имеют втулку относительно большего размера по сравнению с втулками осевых вентиляторов старых типов, что создает препятствие для перетекания воздуха через среднюю часть вентилятора, происходящего под действием разности давлений воздуха со стороны нагнетания и всасывания.

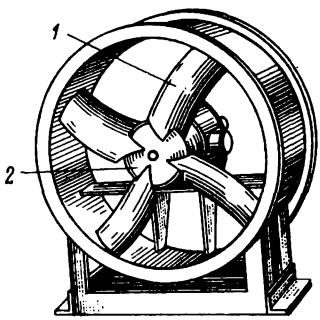


Рис. 102. Осевой вентилятор ЦАГИ серии МЦ

Работа осевого вентилятора значительно улучшается, если его заключить в цилиндрический кожух или обечайку *3* (см. рис. 101), а со стороны всасывания установить коллектор *4* с закругленными краями.

Различают вентиляторы правого и левого вращений. Колесо вентилятора правого вращения перемещается по часовой, а левого — против часовой стрелки (если смотреть на вентилятор со стороны приводной части).

Вентиляторы, как правило, приводятся в движение от электродвигателей. Вентилятор с двигателем соединен или непосредственно общей осью, или при помощи ременной передачи. Хотя непосредственное соединение выгоднее вследствие отсутствия потерь на передачу и компактности установки, однако на практике его применяют сравнительно редко, так как сортамент электродвигателей ограничен, а регулирование числа оборотов обычно применяемых асинхронных электродвигателей весьма затруднительно. Поэтому значительно чаще используют ременную и в особенности клиноременную передачи. Это позволяет подбором шкивов в широких пределах изменять число оборотов вентилятора.

Сравнение центробежных и осевых вентиляторов

Центробежные вентиляторы конструктивно сложнее и более громоздки по сравнению с осевыми. Их предпочтительно применять для перемещения воздуха при значительных потерях давления, как, например, в вентиляторных секциях кондиционеров.

Осевые вентиляторы целесообразно использовать для перемещения относительно бóльших объемов воздуха при небольших потерях

давления. Производительность осевых вентиляторов удобно регулировать поворотом лопаток. Эти вентиляторы применяются в системах вытяжной вентиляции для отсасывания рециркуляционного воздуха.

Определение мощности, потребляемой вентилятором

Теоретическая, или эффективная мощность, потребляемая вентилятором, равна

$$N_{\text{теор}} = L_c p \ \text{м}^3/\text{с} \cdot \text{Н/м}^2 \ \text{или} \ \text{Н} \cdot \text{м/с} = \text{Дж/с} = \text{Вт}, \qquad (103)$$

где L_c — производительность вентилятора в м³/с;

p — полное давление, создаваемое вентилятором в Н/м²; это давление складывается из потерь давления во всасывающей и нагнетательной сетях каналов и на создание скоростного давления на выходе из воздуховода.

Потребляемая мощность на валу вентилятора равна

$$N_{\text{в}} = \frac{L_c p}{\eta_{\text{в}}} \ \text{Вт},$$

или

$$N_{\text{в}} = \frac{Lp}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_{\text{в}}} \ \text{кВт},$$

где L — расход воздуха в м³/ч;

$\eta_{\text{в}}$ — коэффициент полезного действия вентилятора, представляющий собой отношение теоретической мощности потребляемой вентилятором к действительно затраченной.

Потребляемая мощность на валу электродвигателя

$$N_{\text{эл}} = \frac{Lp}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{пр}}} \ \text{кВт}, \qquad (104)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ — к. п. д. привода с учетом потерь в подшипниках; значения $\eta_{\text{пр}}$ принимают равным: для плоскоременной передачи 0,87÷0,9, для клиноременной передачи 0,92÷0,94, при соединении вала вентилятора и электродвигателя муфтой 0,95÷0,97 при непосредственной посадке колеса вентилятора на вал электродвигателя *1*.

Выбор вентиляторов

При выборе вентилятора следует руководствоваться в соответствии со СНиП следующими соображениями:

производительность L вентилятора должна быть равна расчетной для чистого и малозапыленного воздуха; при перемещении воздуха с механическими примесями вводят поправочный коэффициент, равный 1,1;

при перемещении чистого и малозапыленного воздуха давление p, создаваемое вентилятором, должно быть равно расчетному сопротивлению сети.

Согласно найденным значениям L и p выбирают вентилятор, пользуясь характеристиками или номограммами, представляющими

собой графическую зависимость давления, коэффициента полезного действия и числа оборотов от производительности вентилятора. Получить такие зависимости аналитически крайне трудно, в связи с чем их строят графически по опытным данным.

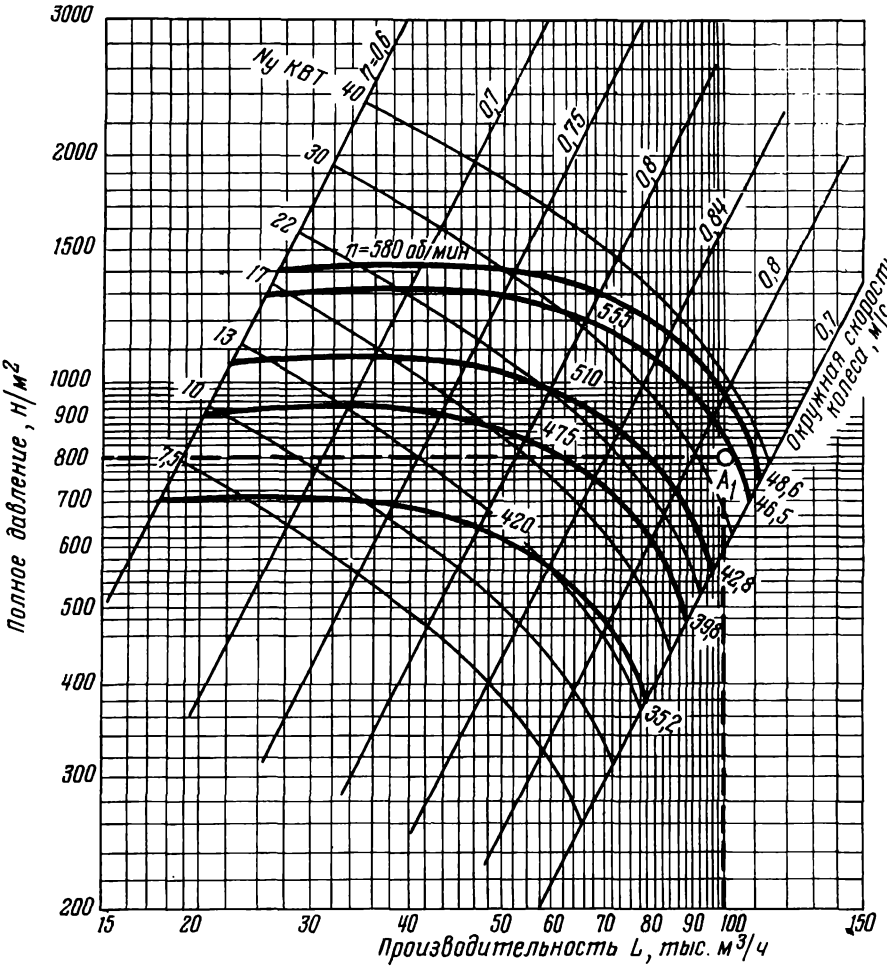


Рис. 103. Характеристика центробежного вентилятора Ц4-76 № 16

На рис. 103 и 104 приведены характеристики центробежных вентиляторов ЦАГИ серии Ц4-76 № 16 и 20.

Рассмотрим пример пользования характеристиками, показанными на рис. 103 и 104.

Пример 1. Подобрать центробежный вентилятор и определить показатели его работы для перемещения 100 000 м³/ч воздуха при полном давлении 800 Н/м². На оси абсцисс находим точку, соответствующую производительности 100 000 м³/ч, а на оси ординат — точку, соответствующую давлению 800 Н/м².

Проводя вертикальную и горизонтальную линии из этих точек, находим точки пересечения A_1 (см. рис. 103) и A_2 (см. рис. 104). Из этих построений видно, что вентилятор № 16 будет работать при $\eta=0{,}74$, а вентилятор № 20 при $\eta=0{,}83$. Следовательно, в нашем случае целесообразно взять вентилятор серии Ц4-76 № 20, который будет работать с более высоким коэффициентом полезного действия $\eta=0{,}83$ при числе оборотов 380 в минуту.

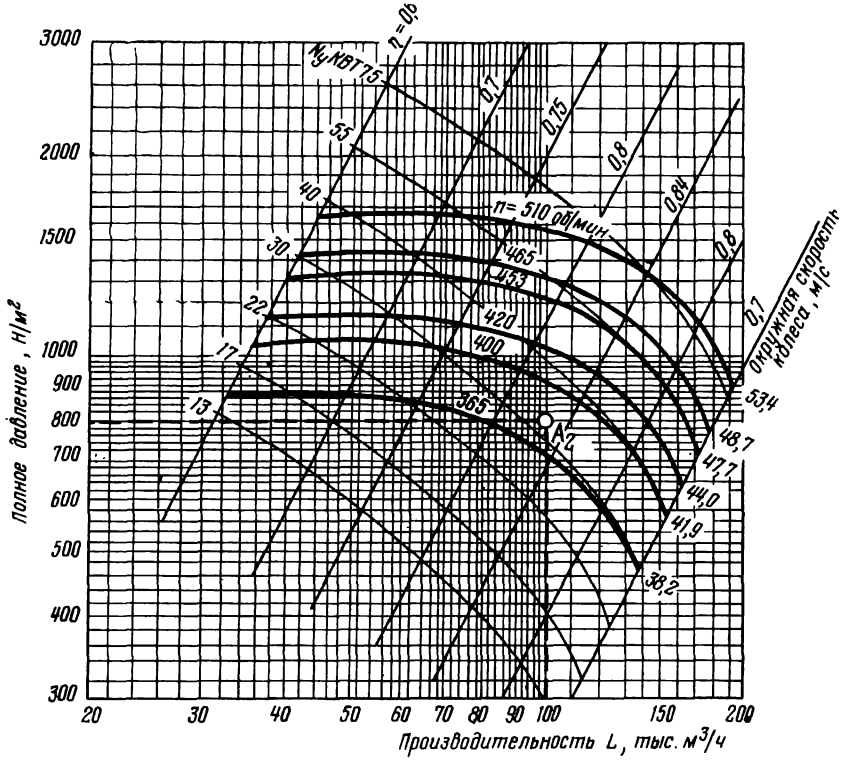


Рис. 104. Характеристика центробежного вентилятора Ц4-76 № 20

Установочная мощность электродвигателя определяется по формуле

$$N_у = KN \text{ кВт},$$

где K — коэффициент запаса мощности, подбираемый по табл. 21.

Таблица 21

Коэффициент запаса мощности для подбора электродвигателей

Мощность на валу электродвигателя в кВт	Коэффициент запаса мощности для вентилятора	
	центробежного	осевого
До 0,5	1,5	1,2
0,51—1	1,3	1,15
1,01—2	1,2	1,1
2,01—5	1,15	1,05
Свыше 5	1,1	1,05

Пример 2. Определить мощность электродвигателя для центробежного вентилятора Ц4-76 при его расчетной производительности 100 000 м³/ч и расчетном давлении 800 Н/м².

Полагая $\eta_в = 0{,}83$ и принимая для установки клиноременную передачу, для которой $\eta_п = 0{,}94$, получим

$$N = \frac{Lp}{3600 \cdot 1000 \eta_в \eta_п} = \frac{100\,000 \cdot 800}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}83 \cdot 0{,}94} = 28{,}5 \text{ кВт};$$

$$N_у = KN = 1{,}1 \cdot 28{,}5 = 31{,}6 \text{ кВт}.$$

Значение K подбираем по табл. 21.

Размеры и маркировка вентиляторов

Размеры вентилятора определяются его номером, который равен внешнему диаметру колеса в дециметрах, т. е. размеры колес кратны 100 мм. Например, у вентилятора № 5 внешний диаметр колеса равен 500 мм.

Быстроходность вентилятора B представляет собой соотношение между его производительностью в секунду, полным давлением и числом оборотов колеса вентилятора при оптимальном режиме работы, т. е. при максимальном коэффициенте полезного действия. Следовательно,

$$B = 53 \frac{L^{0,5}}{p^{0,75}} n, \qquad (105)$$

где L — производительность вентилятора в м³/с;

p — полное давление, создаваемое вентилятором, в Н/м²;

n — число оборотов колеса в секундах.

Из выражения (105) следует, что быстроходность вентилятора тем больше, чем больше подача воздуха по сравнению с создаваемым вентилятором давлением. Следовательно, центробежные вентиляторы, создающие большие давления при относительно малых подачах воздуха, относятся к тихоходным вентиляторам, а осевые вентиляторы, способные перемещать большие объемы воздуха при сравнительно малых давлениях, относятся к быстроходным вентиляторам.

При быстроходности вентилятора $B < 100$ подбирают центробежные вентиляторы, а при $B > 100$ — осевые.

Коэффициент давления представляет собой отношение

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho U^2}, \qquad (106)$$

где p — полное давление, создаваемое вентилятором при оптимальном режиме, в Н/м²;

ρ — плотность воздуха в кг/м³;

U — окружная скорость колеса вентилятора в м/с.

При маркировке вентилятора число B округляют до единицы, а число p увеличивают в 10 раз и также округляют до единицы.

Таким образом, марка вентилятора серии Ц4-70 означает, что это центробежный вентилятор с коэффициентом давления 4 и быстроходностью, равной 70.

Вентиляторы бывают правого и левого вращений. Колесо вентилятора правого вращения движется по стрелке часов, а левого — против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Законы пропорциональности в работе вентиляторов

Законы пропорциональности в работе вентиляторов определяют зависимость между числом оборотов данного вентилятора, его производительностью, создаваемым давлением и потребляемой мощностью. Эти законы справедливы при работе вентилятора на одну и ту же сеть каналов, сопротивления которых пропорциональны квадрату скорости воздуха.

Первый закон. Так как подача воздуха прямо пропорциональна окружной скорости колеса, а последняя также прямо пропорциональна числу оборотов вентилятора, то нетрудно видеть, что производительность вентилятора пропорциональна его числу оборотов:

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

где L_1 и L_2 — производительность вентилятора при числах оборотов соответственно n_1 и n_2.

Второй закон. Изменение подачи воздуха вызывает пропорциональное изменение скорости воздуха в сети вентиляционных каналов, а так как при турбулентном потоке сопротивление сети растет пропорционально квадрату скорости, то и давление воздуха, создаваемое вентилятором, растет пропорционально квадрату скорости или квадрату числа оборотов. Отсюда следует, что создаваемые вентилятором давления пропорциональны квадратам чисел его оборотов:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}.$$

Третий закон. Мощность N_1, потребляемая вентилятором при числе оборотов n_1, согласно предыдущему составит

$$N_1 = \frac{L_1 p_1}{3600 \cdot 1000 \eta_в};$$

при новом числе оборотов n_2 мощность будет равна

$$N_2 = \frac{L_2 p_2}{3600 \cdot 1000 \cdot \eta_в}.$$

Отметим, что коэффициент полезного действия вентилятора почти не меняется с изменением числа оборотов при работе на одну и ту же сеть каналов. Разделив одно уравнение на другое, получим

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{L_1}{L_2} \frac{p_1}{p_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3}.$$

Таким образом,

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3},$$

т. е. потребляемая вентилятором мощность изменяется пропорционально числу его оборотов в кубе.

Пример. Вентилятор, работая на заданную сеть, перемещает 40 000 м³/ч воздуха, потребляя при этом 8,5 кВт энергии. Определить, как изменится мощность на валу вентилятора, если увеличить подачу воздуха до 50 000 м³/ч за счет увеличения числа его оборотов при неизменной сети каналов.

Применяя первый и третий законы пропорциональности, получим

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{n_1^3}{n_2^3} = \frac{L_1^3}{L_2^3}, \text{ или } \frac{8{,}5}{N_2} = \left(\frac{40\,000}{50\,000}\right)^3$$

Отсюда

$$N_2 = \left(\frac{5}{4}\right)^3 8{,}5 = 16{,}6 \text{ кВт}.$$

Таким образом, потребляемая вентилятором мощность увеличилась почти вдвое, тогда как производительность его возросла всего на 25%. Это объясняется тем, что при неизменном сечении каналов скорость воздуха в них увеличилась; следовательно, сопротивление каналов возросло пропорционально квадрату скорости воздуха.

Регулирование производительности вентилятора можно осуществить за счет изменения числа оборотов с помощью гидромуфты или, что проще, с помощью электромагнитной муфты; при этом создается возможность изменять число оборотов вентилятора при постоянном числе оборотов электродвигателя. Однако эти устройства довольно сложны и на практике не получили широкого применения.

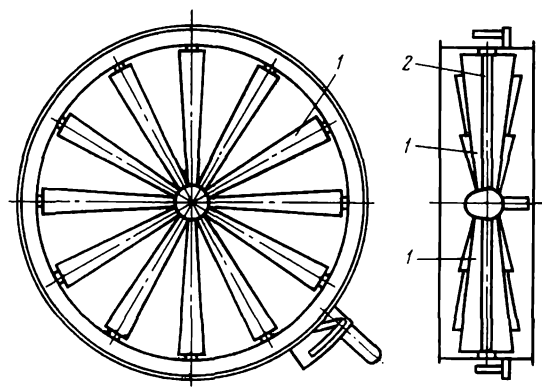


Рис. 105. Схема направляющего аппарата

Более простым и распространенным устройством регулирования производительности вентиляторов являются направляющие аппараты, представляющие собой решетку из 8—12 металлических секторов *1* (рис. 105); секторы могут поворачиваться на радиальных стержнях *2*. При повороте на 90° к оси потока воздуха секторы полностью перекрывают сечение воздуховода, а при 0° секторы

параллельны потоку и полностью освобождают сечение воздуховода. Направляющие аппараты применяются в вентиляторных секциях типовых кондиционеров и устанавливаются перед всасывающим отверстием вентиляторов. Применение направляющих аппаратов уменьшает пусковую нагрузку электродвигателей.

3. Калориферы (воздухонагреватели)

Калориферами называют устройства, служащие для нагревания воздуха.

В настоящее время преимущественно применяют стальные калориферы, состоящие из труб, к которым для увеличения поверхности нагрева прикрепляют ребра в виде плоских пластинок или спирально навитой ленты.

Устройство калориферов. На рис. 106 показана схема пластинчатого калорифера, состоящего из трех или четырех рядов стальных трубок *1* с ребристыми пластинками *2* толщиной 0,5 мм (шаг между пластинками 4 мм). Трубки ввальцовывают с обоих концов в отверстия стальных трубных решеток. К выступающим краям трубных решеток прикрепляют болтами стальные коробки *3* с патрубками *4* для входа и выхода теплоносителя. Для получения плотного соединения пластинок с трубками, а также для предохранения их от коррозии применяют горячую оцинковку.

На рис. 107 изображен спирально-навивной калорифер, у которого оребрение состоит из спиралеобразной стальной ленты *1*, навитой на трубки с шагом 4 мм. Нагреваемый воздух при проходе через спиралеобразную поверхность дополнительно турбулизируется, за счет чего увеличивается коэффициент теплопередачи калорифера; в то же время аэродинамическое сопротивление навивных калориферов значительно больше, чем пластинчатых. Спирально-навивные калориферы широко применяют в секциях подогрева типовых кондиционеров.

Пластинчатые и навивные калориферы изготовляют одноходовыми (см. рис. 106 и 107) и многоходовыми. В многоходовых калориферах (рис. 108) теплоноситель проходит удлиненный путь благодаря перегородкам *1* в коробках *2*; этим достигается более эффективное использование теплоносителя.

В качестве теплоносителя в калориферах применяют насыщенный пар избыточным давлением от 1 до 5 ати, а также горячую или перегретую воду, имеющую температуру до 150° С.

В многоходовых калориферах в качестве теплоносителя рекомендуется применять преимущественно воду. Применение пара в таких калориферах связано с большими гидравлическими ударами конденсата о стенки труб в местах поворотов.

Калориферы всех конструкций могут быть установлены параллельно (рис. 109) и последовательно (рис. 110).

Параллельное соединение калориферов применяют в тех случаях, когда необходимо нагреть большие объемы воздуха для получения небольшого перепада температур. Последовательное соедине-

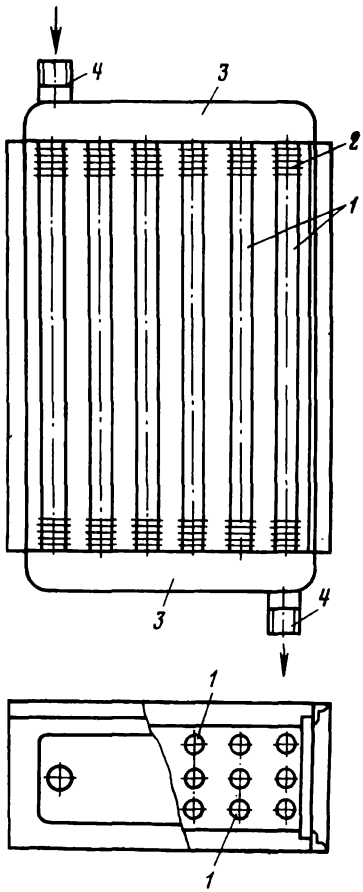


Рис. 106. Схема пластинчатого калорифера

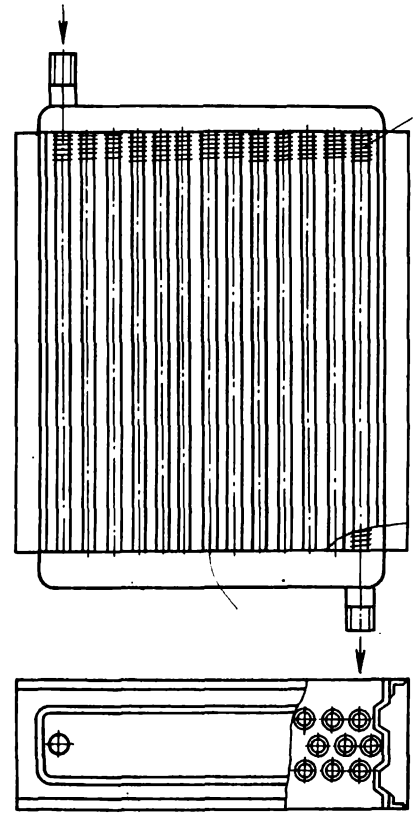


Рис. 107. Схема спирально-навивного калорифера

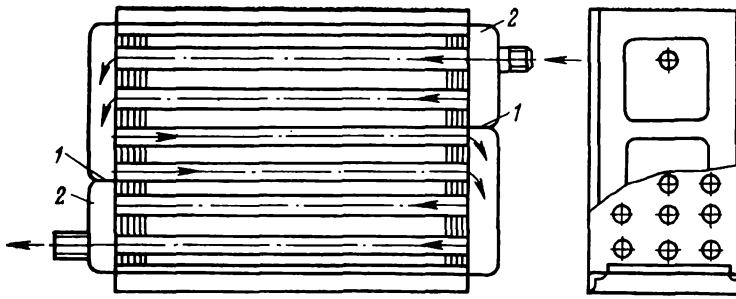


Рис. 108. Схема многоходового калорифера

ние калориферов применяют тогда, когда требуется нагреть воздух для получения большого перепада температур.

При работе калориферов на воде для увеличения теплоотдачи повышают скорость воды в трубках калорифера и применяют последовательное соединение калориферов, как это показано на рис. 110.

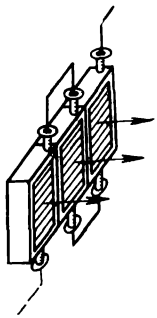


Рис. 109. Параллельное соединение калориферов

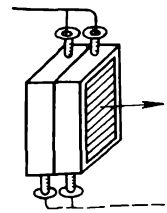


Рис. 110. Последовательное соединение калориферов

Расчет калориферов. При расчете калориферов заданными величинами являются:

L_0 — количество нагреваемого воздуха в м³/ч;

$\tau_{ср}$ — средняя температура теплоносителя пара или воды в °С;

$t_{ср}$ — средняя температура воздуха в калорифере в °С;

t_1 — температура воздуха, входящего в калорифер, в °С;

t_2 — температура воздуха, выходящего из калорифера, в °С;

ρ — средняя плотность воздуха, нагреваемого в калорифере, в кг/м³.

Тепло, расходуемое на нагревание воздуха, очевидно, будет равно

$$Q = c_p L_0 \rho (t_2 - t_1) \text{ кДж/ч}, \qquad (107)$$

где $c_p = 1$ — теплоемкость воздуха в кДж/кг · град.

Поверхность нагрева калорифера определяется из выражения

$$F = \frac{Q}{K(\tau_{ср} - t_{ср})}, \qquad (108)$$

где K — коэффициент теплопередачи калорифера в кДж/м² · ч · град; значения K для навивных калориферов приведены в табл. 22 и 23.

Таблица 22

Значение K для калориферов (теплоноситель — пар)

Массовая скорость воздуха в живом сечении в кг/м²·с	K в кДж/м²·ч·град	Массовая скорость воздуха в живом сечении в кг/м²·с	K в кДж/м²·ч·град
2	81	9	186
3	101	10	197
4	119	11	207
5	134	12	218
6	149	13	228
7	162	14	236
8	174	15	246

Таблица 23

Значение K для калориферов (теплоноситель — вода)

Скорость движения воды в трубках в м/с	Коэффициенты теплопередачи K в кДж/м²·ч·град при массовой скорости воздуха в живом сечении калорифера $v\rho$ в кг/м²·с										
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,2	72,5	77,5	82,5	86,5	90,5	94,5	97,0	101	104	107	111
0,4	90	98	105	113	119	125	131	135	142	147	152
0,6	100	109	119	127	134	142	148	155	161	167	173
0,8	103	113	121	130	138	145	153	160	166	173	178
1,0	106	117	126	135	143	151	158	164	172	178	184

Средняя температура теплоносителя составляет:

при теплоносителе — воде

$$\tau_{ср} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2},$$

где τ_1 — температура горячей воды при входе в калорифер; ее принимают равной в пределах 95—150° С;

τ_2 — температура обратной воды при выходе из калорифера, равная 70° С;

при теплоносителе — насыщенном паре с избыточным давлением до 0,3 ати

$$\tau_{ср} = 100° С;$$

при насыщенном паре с избыточным давлением свыше 0,3 ати

$$\tau_{ср} = t_{пара},$$

где $t_{пара}$ — температура насыщенного пара, соответствующая его давлению.

Средняя температура воздуха

$$t_{ср} = \frac{t_1 + t_2}{2},$$

где t_1 и t_2 — соответственно температура поступающего воздуха в калорифер и уходящего из него.

Массовую скорость воздуха в калорифере определяют из выражения

$$v\rho = \frac{L\rho}{3600F_ж} \text{ кг/м}^2\cdot\text{с}, \qquad (109)$$

где $F_ж$ — живое сечение калорифера для прохода воздуха в м².

Секции подогрева кондиционеров КТ компонуются из базовых калориферов двух видов: однометровой и полутораметровой высоты (при постоянной ширине, равной 1703 мм). В зависимости от величины нагрева базовые калориферы устанавливаются в один, два или три ряда в соответствующих количествах. В табл. 24 приведены

технические показатели секций подогрева в кондиционерах различных видов.

Таблица 24

Технические показатели секций подогрева в кондиционерах КТ

Для кондиционеров	Число рядов	Число базовых калориферов		Поверхность нагрева в м²	Живое сечение для прохода воздуха в м²	Сопротивление по воздуху в Н/м²
		одномет-ровых	полутора-метровых			
КТ-30	1	—	1	41,8	1,09	57
	2			82,8		91
	3			123,8		11
КТ-40	1	2	—	55,6	1,44	52
	2			108,9		83
	3			162,8		100
КТ-60	1	—	2	84,9	2,18	57
	2			166,9		91
	3			249,0		110
КТ-80	1	4	—	112,9	2,82	52
	2			219,6		83
	3			327,3		100
КТ-120	1	—	4	169,9	4,36	57
	2			333,9		91
	3			497,9		110
КТ-160	1	2	4	226,6	5,76	52
	2			441,7		83
	3			661,6		100
КТ-200	1	—	6	256,2	6,54	56
	2			502,1		90
	3			748,2		107
КТ-250	1	3	6	341,3	8,64	56
	2			667,2		90
	3			994,1		107

Пример. В секции подогрева кондиционера серии КТ-120 требуется нагреть 100 000 м³/ч воздуха от начальной температуры $t_1 = 12°$ С до конечной $t_2 = 25°$ С. Теплоносителем является вода при $\tau_1 = 150°$ С и $\tau_2 = 70°$ С.

Расход тепла на нагрев воздуха определяем по формуле (107):

$$Q = c_p L_0 \rho (t_2 - t_1) = 100\,000 \cdot 1{,}2\,(25 - 12) = 1\,560\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Расход тепла Q может быть также задан из расчета установок кондиционирования воздуха для зимнего времени по величине первого и второго подогревов.

Находим далее массовую скорость воздуха в сечении калорифера из выражения (109), беря живое сечение $F_ж$ из табл. 24:

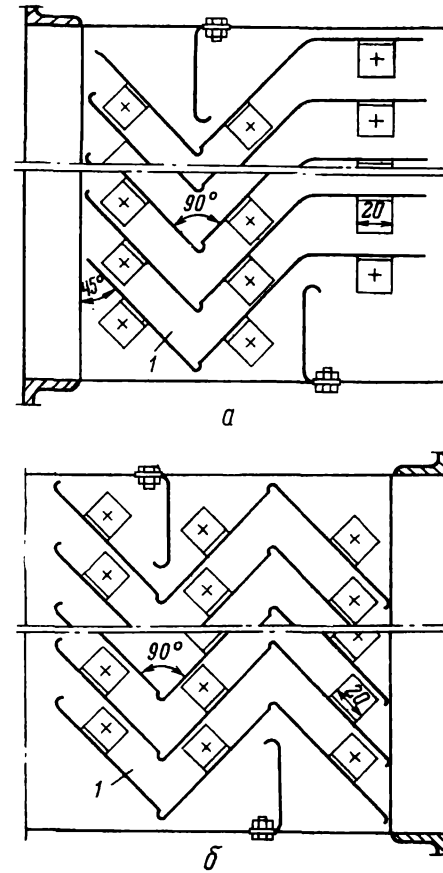
$$v\rho = \frac{L_0 \rho}{3600 \cdot F_ж} = \frac{100\,000 \cdot 1{,}2}{3600 \cdot 4{,}36} = 7{,}65 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}.$$

Принимая скорость движения воды в трубках калорифера равной 0,4 м/с, находим по табл. 23 коэффициент теплопередачи $K = 109$ кДж/м²·ч·град.

Найдем теперь требуемую поверхность нагрева калорифера по формуле (108):

$$F = \frac{Q}{K\left(\frac{\tau_н + \tau_к}{2} - \frac{t_н + t_к}{2}\right)} = \frac{1\,560\,000}{109\left(\frac{150 + 70}{2} - \frac{12 + 25}{2}\right)} = 156 \text{ м}^2.$$

Рис. 111. Схема сепаратора



Пользуясь данными табл. 24, в нашем примере для кондиционера серии КТ-120 следует принять однорядный калорифер из четырех полуторарметровых базисных калориферов с поверхностью нагрева169,9 м², что близко к расчетной величине 156 м². По данным той же таблицы потеря давления в секции подогрева составит 57 Н/м² и ее следует прибавить к потерям давления в кондиционере.

4. Сепараторы (каплеуловители)

Сепараторы устанавливают в камерах орошения. Они предназначены для улавливания взвешенных неиспарившихся капель воды.

Сепараторы (рис. 111) состоят из вертикальных стальных пластинок — перьев *1* с несколькими изгибами, обычно под углом 45°, в вертикальной плоскости, параллельной оси камеры. При попутном движении факелов форсунок и воздуха в обычных камерах значительной длины устанавливают один сепаратор в конце камеры. При встречном их движении в камерах орошения малой длины устанавливают два сепаратора — входной в начале камеры (рис. 111, *а*) и выходной — в конце камеры (рис. 111, *б*).

5. Форсунки

Форсунки, устанавливаемые в кондиционерах, распыляют воду на капли, создавая развитую поверхность влаго- и теплообмена между распыляемой водой и обрабатываемым воздухом.

В технике кондиционирования воздуха наибольшее применение получили центробежные форсунки с тангенциальным подводом воды и односторонним факелом.

Во избежание коррозии форсунки делают из бронзы, латуни, алюминиевых сплавов, фарфора и капрона. Наиболее распространены форсунки угловые У-1. Эти форсунки состоят из корпуса *1* (рис. 112), внутри которого проходит цилиндрический канал *2*, подводящий тангенциально воду в камеру вращения *3*. Выходя из

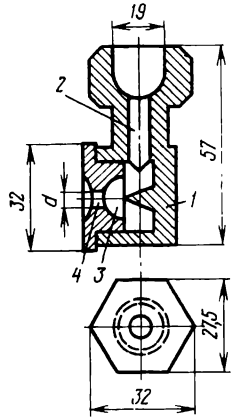


Рис. 112. Схема тангенциальной форсунки типа КТ

отверстия *4*, вода под действием центробежной силы распыляется на мелкие капли в виде конусообразного факела. Описанная форсунка конструктивно проста и может быть использована как для крупного, так и для тонкого распыления воды, в связи с чем широко применяется в типовых кондиционерах.

6. Фильтры для очистки воды

Количество воды, усваиваемое воздухом, составляет незначительную величину и обычно не превышает 2—3% от количества распыляемой воды. Остальная масса воды, выходящая из форсунок, стекает на пол или поддон камеры, а затем через трап и сточную линию отводится в фильтр для очистки. Таким образом, для экономии воды в камерах орошения наряду с рециркуляцией воздуха часто используют также рециркуляцию воды.

Коксовые фильтры. Такие фильтры применяют для очистки воды в нетиповых кондиционерах с малым коэффициентом

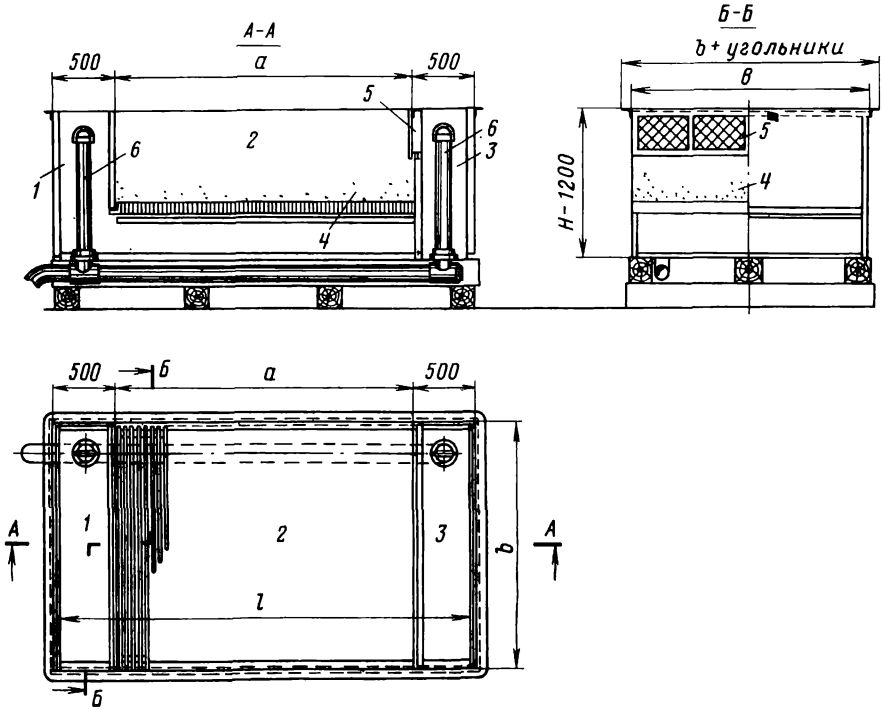


Рис. 113 Коксовый фильтр для очистки воды

орошения и без предварительной сухой очистки. На рис. 113 показано устройство водяного коксового фильтра, состоящего из трех отделений: грязного *1*, фильтровального *2* и чистого *3*. Вода, поступая из камеры в грязное отделение *1* фильтра, отстаивается, благодаря чему она освобождается от наиболее крупных взвешенных частиц; после этого через нижнее отверстие в отделении *1* вода по-

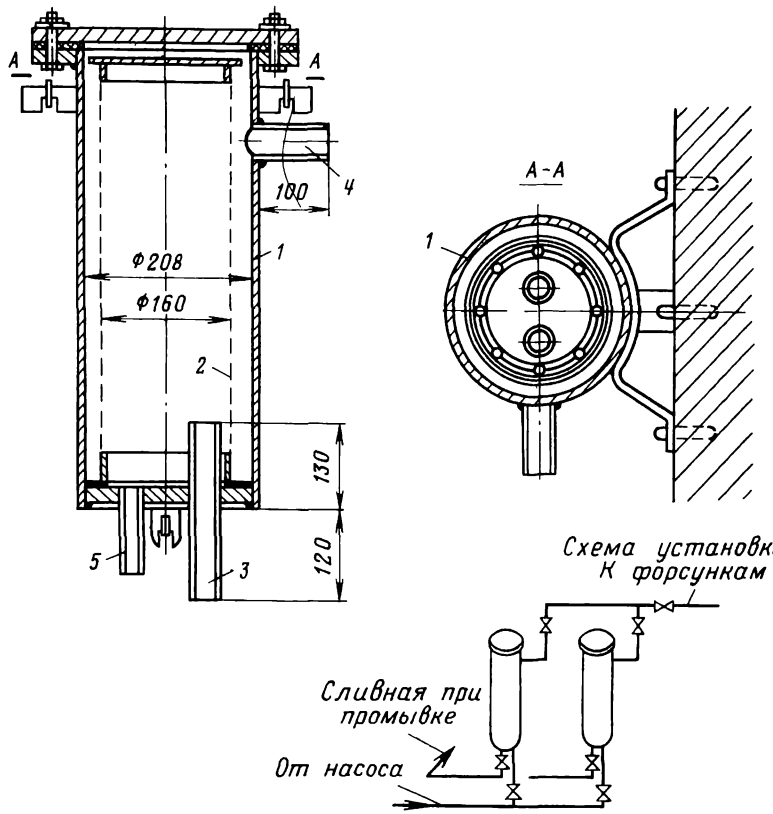


Рис. 114. Схема сетчатого фильтра для воды

ступает в отделение *2* под колосники, на которых уложен фильтрующий слой *4* и, пройдя через металлическую сетку *5*, стекает в чистое отделение *3*.

В качестве фильтрующего материала применяют кокс, укладываемый слоем толщиной 500 мм.

Пропускная способность 1 м^2 поверхности коксового фильтра может составлять от 4000 до 6000 л/ч в зависимости от запыленности воздуха и коэффициента его орошения.

Из чистого отделения вода через приемный клапан забирается насосом и снова подается к форсункам в камере. Испарившаяся

в камере вода восполняется в чистом отделении через водопроводную трубу, снабженную шаровым клапаном. Для спуска воды из фильтра в его дне устраивают стоки; в сточные отверстия чистого и грязного отделений ввертывают трубы *6*, которые в обычных условиях работы являются переливными. Через них может уходить избыток воды в случае переполнения фильтра при неисправности шаровых кранов.

Стенки фильтров делают железобетонные или из листовой стали.

Сетчатые фильтры. В дополнение к коксовым фильтрам в оросительных камерах устанавливают еще сетчатые фильтры для очистки воды от примесей, которые попадают в воду в самом трубопроводе.

Корпус фильтра *1* (рис. 114) состоит из отрезка трубы диаметром 200—250 мм и длиной 550—600 мм. Внутри этой трубы помещена мелкая латунная цилиндрическая сетка *2*. Вода, поступая в фильтр по трубе *3*, проходит через цилиндрическую сетку *2* в радиальном направлении и выходит из фильтра по трубе *4*.

Для опоражнивания фильтра служит сточная труба *5*, приваренная к дну корпуса.

Производительность сетчатых фильтров составляет 25 000 л/ч на 1 м^2 поверхности сетки.

В типовых кондиционерах КТ при наличии сухих фильтров для очистки воздуха фильтрация воды происходит в поддоне при помощи сетчатых фильтров.

7. Насосы

Вода подается к форсункам обычно центробежными насосами. Поршневые насосы нельзя рекомендовать для этих целей, так как они более громоздки по сравнению с центробежными и хорошо работают лишь на чистой воде.

Производительность насоса определяется из условий обработки воздуха водой по летнему режиму, т. е. по расчету оросительной камеры.

Избыточное давление, создаваемое насосом, равно

$$p = p_1 + p_2 + p_3 \text{ ати},$$

где p_1 — остаточное давление у наиболее высоко расположенной форсунки; это давление определяется из расчета оросительной камеры, в среднем оно равно в пределах 2÷3 ати, или 20—30 м вод. ст.;

p_2 — давление, потребное для поднятия воды на высоту от уровня воды в баке до верхних форсунок в камере, например, если воду требуется поднять на 16 м, то $p_2 = 1{,}6$ ати;

p_3 — гидравлические потери в увлажнительном трубопроводе, включая сопротивление трения и местные сопротивления; обычно они равны 0,5÷1,0 м вод. ст.

Мощность на валу насоса определяется из тех же соображений, что и для вентилятора, т. е.

$$N_н = \frac{Gp \cdot 10}{3600 \cdot 102\eta_н} \text{ кВт}, \qquad (110)$$

где $N_н$ — мощность на валу насоса в кВт;
G — производительность насоса в л/ч;
102 — коэффициент перевода кг · м/с в кВт;
$\eta_н$ — коэффициент полезного действия насоса;
10 — коэффициент для перевода давлений из ати в м вод. ст.

Глава XV

СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Назначение отопления — поддерживать внутри помещения постоянную заданную температуру.

По району действия системы отопления можно разделить на местные, центральные и районные.

В местных системах отопления генерация тепла происходит в отапливаемом помещении. Наиболее характерным видом местных систем является печное отопление.

Печное отопление принадлежит к наименее совершенному виду отопления вследствие его значительной пожарной опасности, связанной с наличием большого числа дымоходов, необходимости доставки топлива в отапливаемые помещения, что вызывает их загрязнение, затраты времени на топку печей, расхода полезной площади помещений под печи.

Центральные системы отопления снабжены общим для всего здания генератором тепла (котельной), откуда тепло с помощью того или иного теплоносителя распределяется по отдельным отапливаемым помещениям.

Центральное отопление значительно совершеннее местного печного отопления вследствие значительной экономии труда и времени на обслуживание системы, более совершенного сжигания топлива, отсутствия необходимости разносить топливо и удалять золу из отапливаемых помещений, резкого сокращения числа дымоходов и, следовательно, пожарной опасности.

В районных системах отопления из одного центра производится снабжение теплом группы зданий района или города. При централизации теплового хозяйства создается возможность использовать наиболее совершенные котлы и наиболее рационально сжигать топливо.

Дальнейшим шагом в усовершенствовании районных систем отопления является *теплофикация*. Так называется районное теплоснабжение на базе комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. В этом случае на теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) устанавливают теплофикационные турбины, отработанный пар из

которых используется для теплоснабжения промышленных и гражданских зданий. Районное теплоснабжение в СССР является одним из звеньев энергетического хозяйства.

Следует отметить ряд весьма существенных достоинств теплофикационных систем:

упраздняются домовые котельные и склады топлива при них;

расширяется возможность использования местного топлива и, в частности, низкокалорийных видов его;

внутригородской транспорт разгружается от перевозок топлива и шлака;

значительно сокращается штат для обслуживания теплового хозяйства;

воздух городских районов, обслуживаемых ТЭЦ, загрязняется дымом и сажей в меньшей степени, чем районов, где имеются мелкие котельные.

Благодаря отмеченным преимуществам теплофикация в современных условиях находит весьма широкое распространение.

Особенно большое развитие теплофикация получила в нашей стране в условиях планового социалистического хозяйства. От первой небольшой теплофикационной установки, созданной в Ленинграде в 1924 г., Советский Союз перешел к широкому внедрению теплофикации для теплоснабжения городов и рабочих поселков.

В настоящее время СССР стоит на первом месте в мире по мощности ТЭЦ и протяженности тепловых сетей.

В зависимости от применяемого теплоносителя системы отопления можно разделить на три основных вида: водяное, паровое и воздушное.

Рассмотрим каждую из этих систем отдельно.

1. Водяное отопление

Водяные системы отопления бывают с естественной и искусственной циркуляцией.

Водяное отопление с естественной циркуляцией

В системах с естественной циркуляцией движение воды происходит за счет разности удельных весов охлажденной и горячей воды. Иногда такие системы называют гравитационными (от латинского слова гравитас — тяжесть или вес).

На рис. 115 показана принципиальная схема водяного отопления с естественной циркуляцией. Она состоит из водогрейного котла *1*, нагревательного прибора *2*, устанавливаемого в отапливаемом помещении, подающего трубопровода *3*, по которому поступает горячая вода из котла к нагревательному прибору, обратного трубопровода *4*, отводящего охлажденную воду из прибора в котел, и расширительного сосуда *5*, являющегося регулятором объема воды в системе.

Следует иметь в виду, что объем воды в системе непостоянен; с повышением температуры воды он увеличивается, а с понише-

нием ее — уменьшается. Это изменение объема воды в системе компенсируется емкостью расширительного сосуда, имеющего некоторый запас воды. Поскольку расширитель сообщен с атмосферой, через него отводится воздух из системы.

Найдем значение гравитационного давления, под действием которого происходит циркуляция воды в системе.

Обозначим удельный вес воды в подводящих трубах $\gamma_п$, а в обратных $\gamma_о$.

С достаточной степенью точности среднюю величину удельного веса воды $\gamma_{ср}$ в котле и нагревательном приборе можно считать равной

$$\gamma_{ср} = \frac{\gamma_п + \gamma_о}{2} \text{ Н/м}^3.$$

Выделив в нижней обратной линии сечение $I—I$ (см. рис. 115), найдем давление в этом сечении слева и справа. Масса столба воды $G_л$, действующей на единицу площади сечения слева, будет равна

$$G_л = h_1\gamma_о + h_2\frac{\gamma_п + \gamma_о}{2} + (h_3 + h_4 + h_5 + h_6)\gamma_п, \quad (111)$$

а справа

$$G_п = (h_1 + h_2 + h_3)\gamma_о + h_4\frac{\gamma_п + \gamma_о}{2} + (h_5 + h_6)\gamma_п. \quad (112)$$

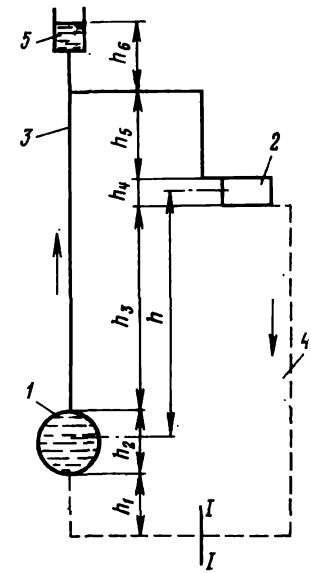


Рис. 115. Принципиальная схема водяного отопления с естественной циркуляцией

Так как масса столба воды справа, где значительная часть труб заполнена обратной водой с большей плотностью, будет больше, чем слева, где трубы заполнены почти одной горячей водой, имеющей меньший удельный вес, то, очевидно, вода в рассматриваемом кольце не будет находиться в покое, а будет перемещаться. Взяв разность выражений (111) и (112) и произведя соответствующие алгебраические преобразования, получим выражение действующего давления воды:

$$p = \left(\frac{h_2}{2} + h_3 + \frac{h_4}{2}\right)(\gamma_о - \gamma_п).$$

На рис. 115 можно видеть, что

$$\frac{h_2}{2} + h_3 + \frac{h_4}{2} = h,$$

где h — расстояние по вертикали между серединой котла и серединой нагревательного прибора.

Таким образом,

$$p = h(\gamma_о - \gamma_п) \text{ Н/м}^2. \quad (113)$$

Из выражения (113) видно, что действующее давление в рассматриваемом кольце будет тем больше, чем выше расположен нагревательный прибор по отношению к котлу и чем больше разность температур горячей и обратной воды.

К достоинствам систем водяного отопления с естественной циркуляцией относятся простота их устройства и эксплуатации, а также независимость их работы от внешних источников энергии. Однако действующее давление в этих системах, создаваемое разностью удельных весов обратной и горячей воды, незначительно, поэтому и радиус действия их не превышает 50 м (под радиусом действия понимается горизонтальное расстояние между серединой котла и серединой наиболее удаленного нагревательного прибора). Применение водяного отопления с естественной циркуляцией, как правило, требует заглубления котельной.

Водяное отопление с искусственной циркуляцией

Для увеличения радиуса действия системы водяного отопления, а также для уменьшения диаметра трубопроводов в дополнение к естественной циркуляции воды делается искусственная ее циркуляция при помощи механических побудителей. В 1903 г. русский ученый В. М. Чаплин впервые осуществил систему водяного отопления с искусственной циркуляцией. В качестве побудителя он применил пароструйный эжектор. Впоследствии в качестве побудителей стали применять центробежные насосы. Первую установку с насосным побуждением создал Н. П. Мельников в 1909 г., и с тех пор насосные системы стали получать все большее распространение.

В конструктивном отношении насосные системы отличаются от гравитационных лишь тем, что в первых в сеть трубопровода включается один или несколько параллельно работающих центробежных насосов, устанавливаемых на обратной линии. В настоящее время на текстильных предприятиях при устройстве водяного отопления применяют системы с искусственной циркуляцией воды.

Рассмотрим разновидности систем водяного отопления.

Двухтрубные системы водяного отопления. На рис. 116 показана схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой и с искусственным побуждением при помощи насоса *1*. В этой системе подводящая магистраль *2* проходит вверху, обычно по чердаку, и от нее вниз опускаются стояки *3* для питания нагревательных приборов *4*. Обратная вода стекает в магистрали *5* и насосом *1* перекачивается в котел *6*. В верхней части системы устанавливают расширительный сосуд *7*.

Чтобы воздух не скоплялся в трубах и не создавал препятствий для циркуляции воды, трубопроводы как подводящий, так и обратный прокладывают с уклоном. Направление уклона делается таким, чтобы воздух беспрепятственно вытеснялся вверх к расширительному сосуду, а оттуда — в атмосферу. В системах с верхней разводкой воздух автоматически (без воздействия каких-либо спе-

циальных устройств) уходит через расширитель в атмосферу, что является одним из ценных достоинств указанных систем.

Однако системам с верхней разводкой присущи и весьма серьезные недостатки: прокладка горячих магистралей по чердаку, даже при хорошей их изоляции, связана со значительными теплопотерями, что ведет к перерасходу топлива, подпариванию кровли и преждевременному ее износу; циркуляция воды в системе возможна только в том случае, когда она целиком заполнена водой; даже незначительная утечка воды может привести к тому, что верхние магистрали окажутся без воды, вследствие чего циркуляция воды прекратится. Это создает большую опасность замораживания системы в зимнее время.

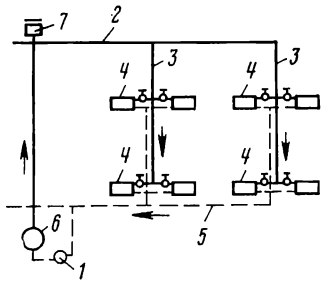


Рис. 116. Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой

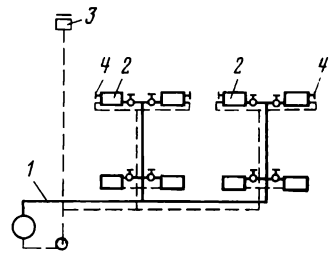


Рис. 117. Схема двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой

На рис. 117 изображена схема двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой, в которой подводящие магистрали *1* прокладывают внизу в подвальном помещении или в специальных каналах. В этой системе горячая вода подводится снизу, поэтому в верхних нагревательных приборах *2* скапливается воздух, удалить который можно при помощи специальной сети воздушных труб, присоединенных к расширительному сосуду *3*. Для экономии труб воздушную линию обычно заменяют воздушными кранами *4* (установленными на верхних нагревательных приборах), при помощи которых периодически спускают воздух. В этом случае к нагревательным приборам верхнего этажа горячие трубы присоединяют снизу, в результате чего приборы становятся воздушными сборниками и циркуляция воды в них может происходить даже при наличии воздуха в верхней части прибора.

Таким образом, удаление воздуха в системах с нижней разводкой связано с некоторыми осложнениями. Вместе с тем благодаря нижней разводке система приобретает ряд ценных качеств: значительно уменьшаются теплопотери подводящими магистралями, не загромождается чердак и не портится кровля; циркуляция воды может происходить даже в том случае, если система лишь частично заполнена водой, что создает большие удобства в эксплуатации. При аварии в системе в каком-либо из верхних этажей достаточно спустить воду, кончая тем этажом, на котором произошла авария,

а все лежащие ниже этажи будут отапливаться обычным порядком.

При заполнении системы водой уже на уровне нагревательных приборов первого этажа обеспечивается замкнутость водяного кольца и, следовательно, циркуляция воды в трубах.

Однотрубные системы водяного отопления. В отличие от двухтрубных систем, в которых питание нагревательных приборов происходит по одним трубам, а отвод охлажденной воды — по другим, существуют однотрубные системы, в которых одна и та же ветвь служит как для подачи воды, так и для отвода ее из нагревательного прибора.

Однотрубные системы разделяются на вертикальные и горизонтальные. На рис. 118 приведена схема вертикальной однотруб-

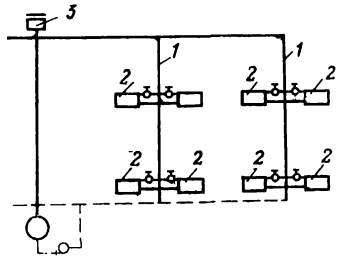


Рис. 118. Схема вертикальной однотрубной системы водяного отопления

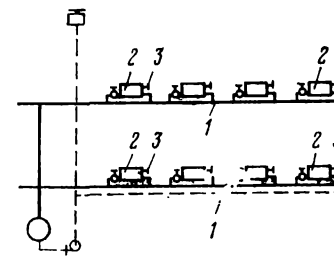


Рис. 119. Схема горизонтальной однотрубной системы водяного отопления

ной системы водяного отопления. Вода, поступающая по стоякам *1* вниз, при подходе к нагревательным приборам *2* разветвляется, причем часть воды поступает в нагревательный прибор, а часть идет по стояку; обратная вода из приборов поступает в тот же стояк. Следовательно, в каждый нижележащий прибор вода поступает с более низкой температурой, чем в вышестоящий. В этой системе, имеющей верхнюю разводку, воздух удаляется автоматически через расширительный сосуд *3*.

В горизонтальной однотрубной системе водяного отопления (рис. 119) прокладывают горизонтальные поэтажные ветви труб *1*, к которым присоединяют нагревательные приборы *2*. В таких системах необходимо удалять воздух из каждого нагревательного прибора, что делают при помощи воздушных кранов *3*.

Достоинствами однотрубных систем отопления являются: меньшая длина трубопроводов по сравнению с двухтрубными системами; более простой монтаж системы и отсутствие перекрещивания горячих и обратных труб, что наблюдается в двухтрубных системах; трубопроводы меньше загромождают помещение (особенно при горизонтальных системах) и имеют лучший внешний вид.

В настоящее время однотрубные системы получили широкое распространение как в промышленных, так и в общественных и жилых зданиях.

Системы отопления с попутным движением воды. Во всех ранее приведенных системах отопления имеется существенный недостаток, заключающийся в том, что путь движения воды от котла к дальним приборам и обратно к котлу во много раз длиннее, чем к ближним приборам. В связи с этим дальние приборы находятся в значительно менее выгодных условиях и поэтому, как правило, нагреваются хуже, чем ближние. Естественно, что в этих системах, часто именуемых тупиковыми, трудно отрегулировать равномерный прогрев, особенно при большой их горизонтальной протяженности. Этот недостаток устраняется в системах с попутным движением горячей и обратной воды в трубопроводах *1* и *2* (рис. 120); здесь кольца, т. е. замкнутые сети труб, включающие нагревательные приборы *3*, имеют одинаковую длину и, следовательно, практически одинаковые сопротивления.

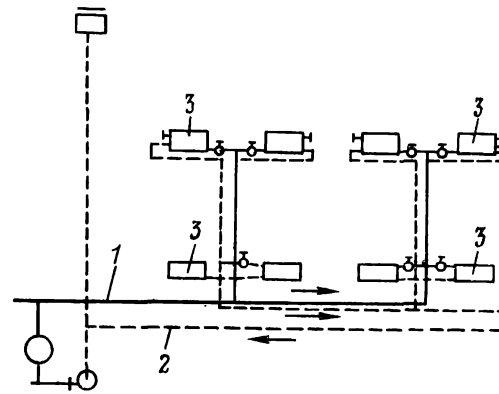


Рис. 120. Схема водяного отопления с попутным движением горячей и обратной воды

Однако необходимо отметить, что на устройство систем отопления с попутным движением воды значительно больше расходуется труб, чем на тупиковые системы. Эти расходы вполне окупаются тем, что в системах с попутным движением воды обеспечивается более равномерный прогрев как ближних, так и дальних приборов и не требуется много времени и труда на регулировку системы.

Модификации водяного отопления

Паро-водяное отопление. При паро-водяном отоплении вода нагревается паром в специальных паро-водогрейных котлах — бойлерах. К бойлерам, как и к обычным водогрейным котлам, присоединяют систему водяного отопления по какой-либо из ранее рассмотренных схем.

Паро-водяным системам свойственны все основные достоинства и недостатки водяного отопления. При эксплуатации в случае использования отработанного пара они могут быть значительно экономичнее водяных систем.

Водо-водяное отопление. Водо-водяное отопление можно осуществить по той же схеме, что и паро-водяное, с той лишь разницей, что вода в бойлерах будет нагреваться не паром, а перегретой водой. (Перегретой водой называется вода, нагретая под соответствующим давлением выше нормальной точки кипения, т. е. выше 100° С.)

Весьма широкое распространение в теплофикационных системах получило водо-водяное отопление, предложенное проф. В. М. Чаплиным. Принцип действия этой системы следующий: в отдельных местных водяных системах посредством элеваторов перегретая вода, подаваемая из центральной котельной или ТЭЦ смешивается с обратной водой, поступающей из данной системы. На

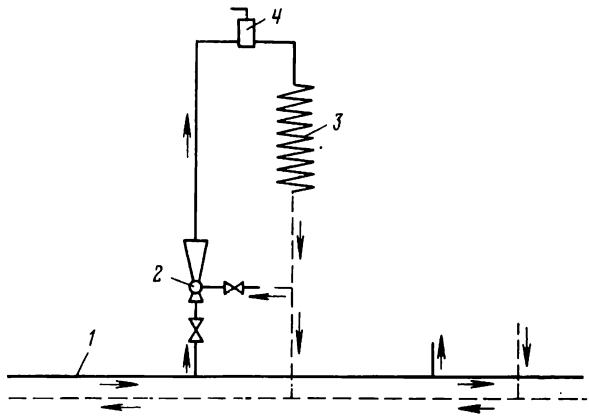


Рис. 121. Схема водо-водяного отопления системы проф. В. М. Чаплина

рис. 121 приведена подобная схема водо-водяного отопления. Вода, нагретая до 110—150°С, подается с ТЭЦ насосом по трубопроводу *1* в отдельные местные системы. На вводах в здание установлены водоструйные смесительные аппараты, или элеваторы *2*.

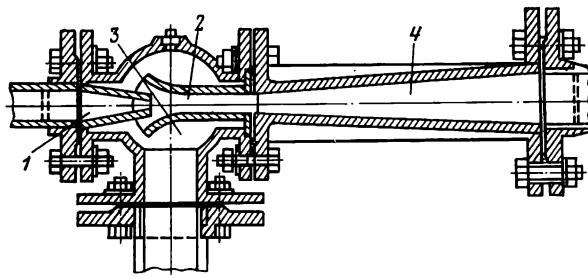


Рис. 122. Элеватор

В элеваторе (рис. 122) перегретая вода из подающего водовода нагнетается в конусообразное сопло *1*, откуда с большой скоростью выбрасывается в патрубок *2*. Благодаря эжектирующему действию струи в корпусе *3* элеватора создается разрежение, которое используется для подсасывания охлажденной воды из обратной линии. Смешанная вода, поступая в патрубок *2*, переходит в диффузор *4* и направляется далее в местную систему *3* (см. рис. 121).

Из местных систем *3* воздух отводится через воздухосборники *4*, а из них выпускается автоматически или при открывании крана (периодически), устанавливаемого в доступном для обслуживания месте. Одно из основных преимуществ этой системы состоит в том, что количество воды, циркулирующей в магистралях, резко сокращается с увеличением разности температур в подводящих и обратных трубах. Действительно,

$$G = \frac{Q}{c_р (t_п - t_о)},$$

где G — количество воды, циркулирующей в магистралях, в кг/ч;

Q — максимальная теплопроизводительность системы в кДж/ч;

$t_п$, $t_о$ — температура воды в подводящей и обратной магистралях в °С;

$c_р$ — теплоемкость воды в кДж/кг · град.

Если в обычных системах перепад температур равен 25° С (95—70° С), то с применением перегретой воды он обычно составляет 80° С (150—70° С). Таким образом, расход воды сокращается в 3,2 раза $\left(\frac{80}{25}\right)$, вследствие чего уменьшаются диаметры магистралей и расход энергии на перемещение воды.

В настоящее время в связи с развитием централизованного теплоснабжения и теплофикации перегретая вода используется также и во внутренних сетях отопительных систем производственных залов и подсобных помещений. Это дает значительную экономию в расходе труб и отопительных приборов. Однако в гигиеническом отношении системы с питанием перегретой водой значительно уступают системам отопления с обычной горячей водой. Поэтому в жилых и общественных зданиях воду в систему необходимо подавать после элеваторов с температурой не выше 95° С.

Преимущества и недостатки водяного отопления

Водяное отопление характеризуется рядом весьма ценных качеств; к ним относятся:

возможность центрального регулирования теплоотдачи нагревательных приборов (в зависимости от температуры наружного воздуха) за счет изменения температуры воды, подаваемой из котлов или с ТЭЦ; возможность выключения нагревательных приборов регулирующими кранами;

гигиеничность системы благодаря умеренной температуре поверхности нагревательных приборов; бóльшую часть отопительного периода средняя температура поверхности приборов составляет 60—70° С; при такой температуре не происходит пригорания пыли, что особенно важно для цехов текстильных фабрик со значительной запыленностью воздуха;

простота устройства и эксплуатации; это в первую очередь относится к системам с естественной циркуляцией воды; в то же

время для обслуживания систем с насосным побуждением, где применяют низконапорные центробежные насосы, не требуется высококвалифицированной рабочей силы;

спокойная бесшумная работа системы;

долговечность системы в отношении изнашиваемости ее трубопроводов, нагревательных приборов и пр.

Благодаря таким существенным преимуществам водяное отопление получило весьма широкое распространение не только в жилых и общественных зданиях, но и на многих новых текстильных комбинатах и фабриках.

Однако водяные системы отопления имеют и некоторые недостатки:

сравнительно высокая стоимость устройства;

возможное замерзание воды, что относится в первую очередь к системам с верхней разводкой;

возможная течь воды при появлении дефектов в соединениях труб и нагревательных приборах;

наличие в трубах и нагревательных приборах значительных гидростатических давлений от массы воды; особенно велико гидростатическое давление в нижних этажах высоких зданий.

2. Паровое отопление

Пар обладает значительно большим теплосодержанием, чем вода. При одной и той же температуре теплосодержание пара больше теплосодержания воды на величину скрытой теплоты испарения.

В зависимости от давления пара в котлах различают паровое отопление низкого давления при 0,05—0,7 ати и высокого давления при 0,7—3,0 ати.

Паровое отопление низкого давления

На рис. 123 изображена схема парового отопления низкого давления с верхней разводкой. Пар под давлением выходит из котла *1* и по сети паровых труб *2* распределяется по нагревательным приборам *3*, в которых он конденсируется, отдавая в отапливаемое помещение через металлические стенки приборов скрытую теплоту. Образующийся при этом конденсат по конденсационному трубопроводу *4* отводится обратно в котел.

В паровых системах низкого давления конденсат может отводиться в котел самотеком, без искусственной перекачки; это достигается тем, что котел опускают ниже нагревательных приборов с таким расчетом, чтобы в вертикальном опуске образовался столб конденсата высотой h, масса которого может уравновесить давление пара в котле. Например, при давлении пара 0,1 ати столб конденсата должен быть не менее 1 м. По мере стекания конденсата из горизонтальной магистрали и превышения столба конденсата (больше заданной высоты) избыток его будет переливаться в котел.

Сечение горизонтального конденсатопровода *4* в рассматриваемой схеме должно быть таким, чтобы он заполнялся конденсатом лишь частично. Это позволяет в верхней части конденсатопровода собирать воздух и затем удалять его, периодически открывая продувной кран *5* воздушной линии *6*. Такой конденсатопровод называется сухим.

Если по местным условиям конденсационную сборную магистраль приходится опускать ниже величины h, то все ее сечение будет заполнено конденсатом; такой конденсатопровод называется мокрым. Для выпуска воздуха из системы в этом случае приходится делать специальные воздушные трубы, расположенные выше величины h.

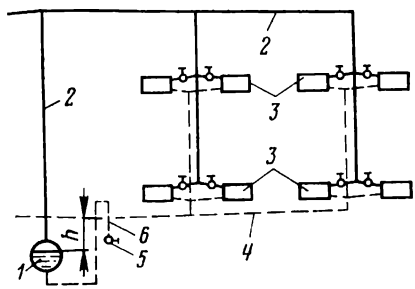


Рис. 123. Схема парового отопления низкого давления

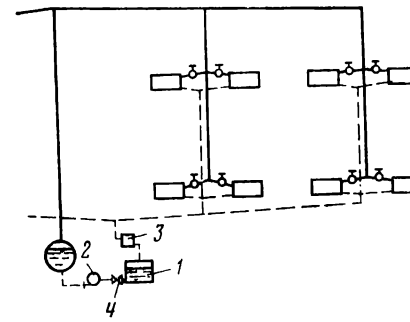


Рис. 124. Схема парового отопления высокого давления

Паропроводы обычно прокладывают с уклоном 0,003—0,005 в сторону движения пара, что обеспечивает свободное стекание попутно образующегося конденсата и предупреждает возможность встречных движений пара и конденсата. Для лучшего стока конденсата в котел конденсационные трубы прокладывают с уклоном к котлу.

Паровые системы предпочтительнее делать с верхней разводкой, так как в этом случае во всех стояках, кроме главного, соблюдается попутное движение пара и конденсата. Однако не исключена возможность устройства паровых систем с нижней разводкой.

Паровое отопление высокого давления

На рис. 124 представлена схема парового отопления высокого давления, которая в основном сходна со схемой парового отопления низкого давления. В этих системах относительно высокое давление пара практически невозможно уравновесить массой столба конденсата, поэтому конденсат из бака *1*, в котором он собирается, перекачивают центробежными насосами *2*. В бак *1* конденсат поступает из конденсационной линии, пройдя через конденсационные горшки *3*. Назначение последних — пропускать конденсат и задерживать пар.

Между котлом и насосом устанавливают обратный клапан *4*, препятствующий при останове насоса выдавливанию воды из котла в конденсационный бак.

При наличии искусственной перекачки отпадает надобность в расположении котла ниже нагревательных приборов первого этажа, что необходимо при возврате конденсата самотеком.

Преимущества и недостатки парового отопления

Основные преимущества парового отопления по сравнению с водяным следующие:

более низкая первоначальная стоимость паровой системы (по данным ГПИ-1, примерно на 20—30%);

возможность быстрого прогрева помещения, что важно для помещений с временным пребыванием там людей.

К недостаткам паровых систем относятся:

отсутствие возможности центрального регулирования теплоотдачи нагревательных приборов в зависимости от изменения наружной температуры; гибкость регулирования, свойственная водяным системам, здесь совершенно отсутствует;

негигиеничность системы вследствие высокой температуры поверхности нагревательных приборов и связанных с этим пригорания и разложения органической пыли, что особенно возможно в цехах с большой запыленностью;

неспокойная работа системы; в паровых трубах вследствие гидравлических ударов конденсата о стенки металлических труб возникает сильный шум, в особенности при пуске системы, когда пар, соприкасаясь с холодными стенками труб, дает наибольшее количество конденсата;

сложный уход, особенно за системой высокого давления, снабженной конденсационными горшками, насосами, различного рода арматурой и пр.;

неэкономичность в эксплуатации в связи с большими теплопотерями в паропроводах и частичным пропусканием пара через конденсационные горшки.

Следует, однако, иметь в виду, что при наличии паровой котельной или при возможности получения с ТЭЦ пара при избыточном давлении 3—5 ати, а также, когда производство потребляет пар, применение его в качестве теплоносителя может быть целесообразным. Применение парового отопления в таких случаях упрощает конструкцию тепловых сетей, так как не требуется параллельной прокладки водяных и паровых линий. В связи с этим паровое отопление, несмотря на все указанные недостатки, нашло применение на старых текстильных фабриках, а в ряде случаев используется и при строительстве новых.

3. Вводы тепловых сетей

Каждый потребитель тепла при присоединении к тепловым сетям должен иметь ввод или пункт для управления, регулирования и учета расхода тепла. Вводы должны быть оборудованы в спе-

циальном помещении, площадь которого достаточна для размещения трубопроводов, регулирующих и контрольно-измерительных приборов. Желательно, чтобы помещения для тепловых вводов имели естественное освещение.

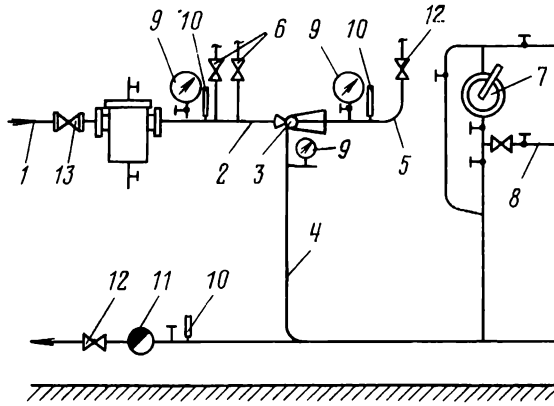


Рис. 125. Схема ввода при теплоносителе воде

Ввод при теплоносителе воде. Перегретая вода из наружной сети поступает в здание по трубе *1* (рис. 125), после чего по трубе *2* подается к элеватору *3*; здесь перегретая вода смешивается с обратной водой, поступающей из трубы *4*, и после смешивания по трубе *5* поступает к потребителю. Отбор перегретой воды для потребителя может быть непосредственным — по трубопроводам *6*.

При ремонте системы вода из нижней части системы откачивается ручным насосом *7*. Его не устанавливают, если возможен спуск воды в канализацию самотеком из всей системы.

По трубе *8* производится подпитка системы водой из водопровода.

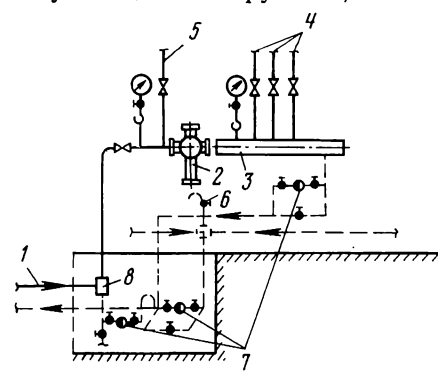


Рис. 126. Схема ввода при теплоносителе паре

Давление воды в сети контролируют манометрами *9*, а температуру воды — термометрами *10*. Количество воды учитывают по водомеру *11*. Регулируют и отключают подачу воды посредством задвижек или кранов *12* и *13*.

Ввод при теплоносителе паре. Это устройство состоит из магистрального паропровода *1* (рис. 126), идущего от ТЭЦ или котельной, редуктора *2* для понижения давления пара, распределительной гребенки *3*, к которой присоединены паропроводы *4*

низкого давления, подающие пар к потребителям. В случае необходимости трубу *5* можно использовать для отбора пара высокого давления. Воздух из системы выпускается через воздушный кран *6*, а отвод конденсата происходит через конденсационные горшки *7*. В нижней точке магистрального паропровода устанавливают водоотделитель *8*, в котором собирается конденсат, стекающий из магистрального паропровода.

4. Воздушное отопление

В воздушных системах теплоносителем является воздух, обычно нагреваемый до 40—50° С.

На текстильных фабриках применяют два вида воздушного отопления: паро-воздушное и водо-воздушное.

Паро-воздушное отопление

На рис. 127 приведена схема одного из устройств паро-воздушного отопления — схема воздушно-отопительного агрегата АПВ-С (агрегат паро-водяной со спираленавивными калориферами).

Этот агрегат состоит из четырехлопастного вентилятора *1* конструкции ЦАГИ серии МЦ, насаженного на один вал с электродвигателем *2*, и спираленавивного калорифера *3*. Агрегат заключен в металлический кожух *4* с коллектором *5* для плавного входа воздуха. Лопатками *6* можно изменять направление выхода нагретого воздуха.

В современных системах воздушного отопления, как правило, применяют сосредоточенную (бесканальную) подачу нагретого воздуха через насадки со скоростью выхода от 6 до 12 м/с (автор Р. Н. Гобза). Многочисленные наблюдения полностью подтвердили возможность и целесообразность такой подачи воздуха в системах воздушного отопления в достаточно больших и высоких помещениях.

Количество воздуха L, которое должно циркулировать в системе воздушного отопления, легко определить из следующего выражения:

$$L = \frac{Q}{c_p (t_{пр} - t_{рец})} \text{ кг/ч}, \qquad (114)$$

где Q — теплопотери отапливаемого помещения в кДж/ч;

$c_p = 1$ — теплоемкость 1 кг воздуха в кДж/кг · град;

$t_{пр}$ — температура нагретого приточного воздуха в °С;

$t_{рец}$ — температура рециркуляционного или обратного воздуха, забираемого из помещения, в °С.

Если количество воздуха, необходимое для отопительных целей, мало отличается от количества воздуха, необходимого для вентиляции помещения, и если при этом обеспечивается требуемая влажность воздуха, целесообразно осуществлять совмещение систем, т. е. создавать такие системы, которые в рабочее время работают как вентиляционные, а в выходные дни — как отопительные.

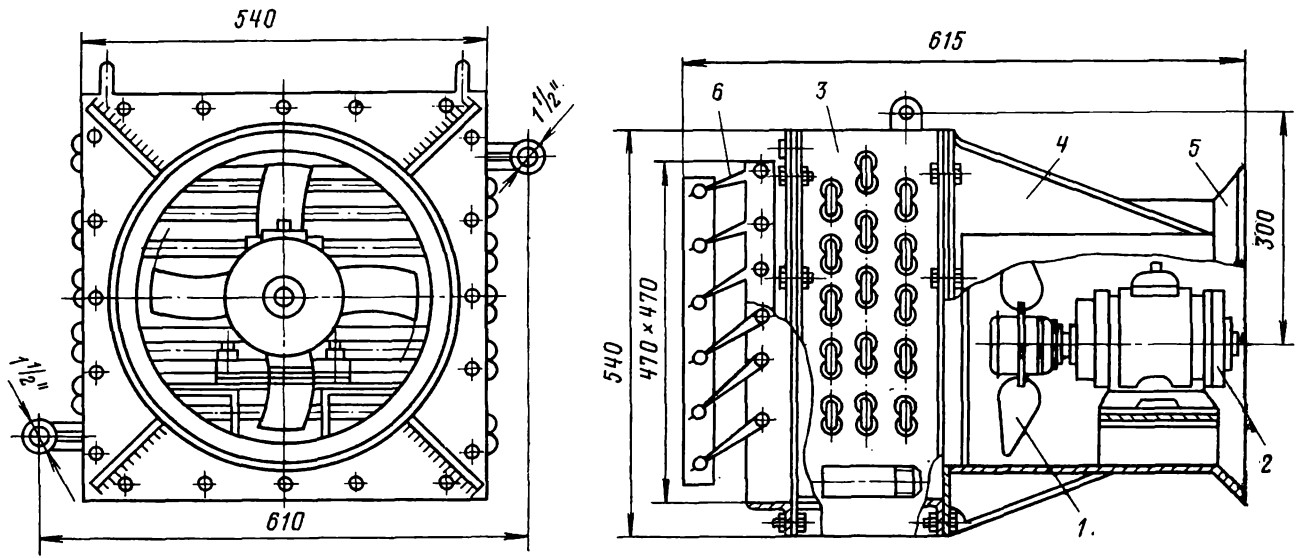


Рис. 127. Схема воздушно-отопительного агрегата АПВ-С

Система водо-воздушного отопления конструктивно не отличается от системы паро-воздушного отопления. При водо-воздушном отоплении калориферы обогреваются горячей или перегретой водой.

К достоинствам воздушного отопления следует отнести:

простоту устройства и эксплуатации;

дешевизну устройства;

отсутствие труб и нагревательных приборов в отапливаемых помещениях, благодаря чему исключается возможность парения и течи.

Воздушное отопление наиболее целесообразно применять для отапливания крупных помещений с большой кубатурой.

На современных предприятиях паро- и водо-воздушное отопление обычно осуществляется секцией второго подогрева типовых кондиционеров.

5. Выбор системы отопления на текстильных предприятиях

При выборе системы отопления на текстильных предприятиях руководствуются СНиП II-Г.7—62, согласно которым в производственных помещениях с выделением невоспламеняющейся и невзрывоопасной органической неядовитой пыли (т. е. такой пыли, которая характерна для текстильных фабрик) применяют водяное отопление при температуре поверхности нагревательных приборов не более 130° С. Можно применять также паровые системы при температуре поверхности нагревательных приборов не более 110° С, что соответствует избыточному давлению насыщенного пара около 1,5 ати.

В цехах (например, прядильных), где отопление является дежурным, т. е. по условиям теплового баланса работает только в нерабочее время, можно применять паро-воздушное или водо-воздушное отопление как наиболее простое и дешевое в изготовлении и эксплуатации. Недопустимо применять воздушные системы в тех цехах, где отопление по условиям теплового баланса должно включаться во время работы оборудования и где требуется создать определенный влажностный режим. В этом случае при подаче в цех горячего сухого воздуха нарушится равномерность температурно-влажностного режима.

В вспомогательных зданиях и помещениях промышленных предприятий рекомендуется:

при теплоносителе воде для любого объема здания или помещения применять водяное отопление при температуре поверхности нагревательных приборов не более 150° С;

при теплоносителе паре для объема здания или помещения более 1500 м³ применять водяное отопление при температуре поверхности нагревательных приборов не более 150° С, а для объема здания или помещения 1500 м³ и менее — паровое отопление низ-

кого давления; для объема этих зданий или помещений до 500 м³ допускается паровое отопление высокого давления.

В бытовых помещениях, независимо от их объема, разрешается применять паровое отопление низкого давления.

В отдельно стоящих зданиях здравпунктов устраивать водяное отопление при температуре воды более 95° С и паровое отопление не допускается.

Глава XVI

ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

1. Нагревательные приборы

Гладкие трубы. Простейшим видом нагревательного прибора являются гладкие стальные трубы, которые монтируют в один или несколько рядов. Гладкие трубы особенно удобны для обогревания верхней зоны фабрики с верхним светом; в этом случае их прокладывают вдоль остекленных поверхностей шедов или фонарей. Гладкие трубы с успехом применяют в пыльных цехах, так как на поверхности этих труб пыль мало задерживается и ее легко удалить. К недостаткам таких отопительных приборов относятся их малоразвитая поверхность нагрева и большая металлоемкость.

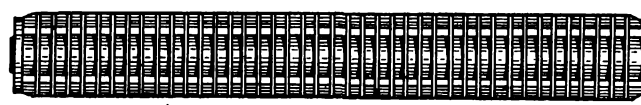


Рис. 128. Ребристая труба

Ребристые трубы. Наряду с гладкими трубами на фабриках (преимущественно старых) применяют чугунные ребристые трубы (рис. 128). Ребристые трубы с круглыми ребрами имеют диаметр 175 мм. Внутренний диаметр трубы 70 мм, а длина труб вместе с фланцами 1000, 1500 и 2000 мм. Поверхность нагрева этих труб соответственно составляет 2, 3 и 4 м².

Ребристые трубы имеют весьма большую поверхность нагрева по сравнению с остальными нагревательными приборами. Они наиболее компактны и дешевы, но недостаточно гигиеничны, так как между ребрами легко скапливается пыль и грязь; их очистка весьма затруднительна.

В цехах с большой запыленностью воздуха установка ребристых труб недопустима.

Радиаторы. Наиболее распространенным типом нагревательных приборов являются чугунные радиаторы. Наша промышленность серийно изготовляет секционные радиаторы, состоящие

из отдельных секций. В зависимости от требуемой поверхности нагрева их соединяют в группы по нескольку секций.

На рис. 129 показана схема секции наиболее распространенного радиатора М-140 (Москва, глубина секции 140 мм). Секция радиатора М-140 состоит из двух каналов *1* с ребрами *2*. Ребра увеличивают поверхность нагрева и придают секциям большую жесткость. Ниже приведена характеристика радиаторов М-140.

Показатели	
Поверхность нагрева секции в м²	0,254
Размеры в мм:	
строительная высота	500
» глубина	140
Коэффициент теплопередачи в кДж/м²·ч·град	34

Радиаторы как нагревательные приборы достаточно гигиеничны, так как они имеют гладкие поверхности и поэтому их сравнительно легко очистить от пыли. На новых текстильных фабриках радиаторы нашли широкое применение в системах отопления бытовых и подсобных помещений, а в некоторых случаях и рабочих залов.

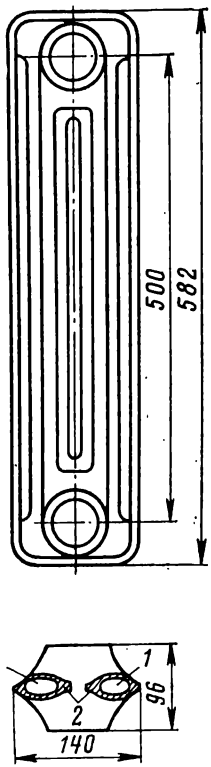


Рис. 129. Схема секции радиатора М-140

Обычно радиаторы устанавливают у наружных стен под окнами, а чтобы они меньше выступали внутрь помещения, в стене часто делают подоконные ниши глубиной 130 мм.

Чтобы обеспечить доступ к радиатору для его очистки от пыли, а также создать возможность циркуляции воздуха около прибора, радиаторы устанавливают на расстоянии не менее 25 мм от стены, не менее 60 мм от пола до нижней кромки радиатора и не менее 50 мм от нижней кромки подоконника до верха прибора.

Нагревательные приборы в многоэтажных фабриках, как правило, располагают вдоль наружных стен или под окнами. В одноэтажных фабриках с верхним светом основной нагрев помещений осуществляется гладкими трубами, которые располагают под остекленными поверхностями фонарей и шедов. Некоторое количество нагревательных приборов устанавливают в нижней зоне для компенсации теплопотерь через наружные стены, двери и окна.

При проектировании схем отопления для питания нагревательных приборов в цехах новых фабрик и при реконструкции существующих предприятий для каждого цеха предусматривают самостоятельные узлы управления отопительной системой. В больших цехах нередко отопи-

тельную систему разбивают на несколько частей с самостоятельными узлами управления. Это обусловливается разным тепловым балансом цехов и различным внутренним метеорологическим режимом, иногда даже различным в пределах одного цеха. Разукрупнение систем отопления создает удобство при их автоматическом регулировании, а также в случае необходимости отключения отдельных частей при аварии и ремонте.

2. Расширительные сосуды

Расширительные сосуды дают возможность регулировать объем воды в системе при ее нагревании и охлаждении, а также удалять воздух из системы.

Расширительный сосуд *1* (рис. 130) представляет собой стальной бачок, устанавливаемый обычно в самой высокой точке системы. К сосуду присоединен ряд труб.

Расширительная труба *2* соединяет систему с расширительным сосудом. С помощью контрольной, или сигнальной, трубы *3* узнают о заполнении системы водой; эта труба отводится в котельную к раковине или в другое доступное для обслуживания место и заканчивается краном; в новых установках ее часто заменяют электросигнализирующим устройством. Переливная труба *4* присоединена к верхней части сосуда; эта труба служит для выпуска воды из системы в моменты случайного переполнения ее. Циркуляционная труба *5* присоединена к ближайшему стояку; благодаря наличию этой трубы в расширительном сосуде происходит циркуляция воды, подобно той, какая происходит в нагревательных приборах. Воздушная труба *6* служит для удаления воздуха из расширительного сосуда в атмосферу.

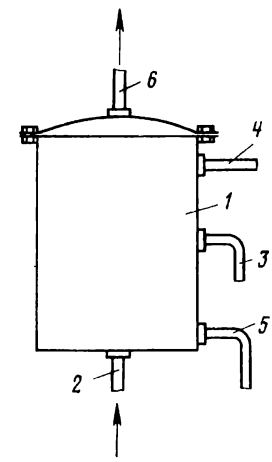


Рис. 130. Схема расширительного сосуда

Расширительный сосуд сверху закрыт стальной крышкой, закрепленной болтами. Если расширительный сосуд установлен в холодном месте, его следует тщательно изолировать, чтобы избежать излишних теплопотерь и замерзания в нем воды.

В системах теплофикации и районного теплоснабжения расширительные сосуды не применяют; воду добавляют подпиточным насосом, а излишняя вода сбрасывается через предохранительный клапан.

3. Воздухосборники

В районных системах водяного отопления для удаления воздуха из трубопроводов, расположенных на значительной высоте, устанавливают воздухосборники.

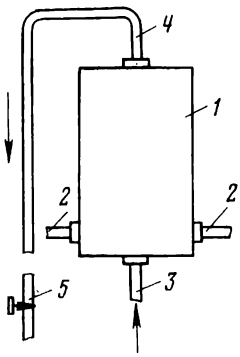


Рис. 131. Схема воздухосборника

Проточный воздухосборник *1* (рис. 131) устанавливают на магистральном трубопроводе *2*. Воздухосборники изготовляют из отрезка трубы диаметром 150—250 мм. К нижней крышке воздухосборника подводится труба *3*, соединенная с одним из стояков системы, а к верхней крышке — воздухоотводящая труба *4* диаметром 1/2″, которая отводится к ближайшей раковине. На конце трубы *4* устанавливают запорный кран *5*, который периодически открывают, выпуская скопившийся в воздухосборнике воздух. Воздух из воздухосборника можно удалять и автоматически при помощи специальных устройств — вантузов.

4. Регулирующие краны

Давление, под действием которого происходит циркуляция воды в трубах и нагревательных приборах системы отопления, имеет для каждого прибора свою величину. Например, в приборах, ближе находящихся к котлу и высоко расположенных (при водяной двухтрубной тупиковой системе отопления), давление всегда больше, чем у дальних и низко расположенных приборов. Такая разница в величине давлений приводит к тому, что через ближние приборы проходит больше теплоносителя и они прогреваются более интенсивно по сравнению с дальними. Для устранения этого необходимо избытки давления у ближних приборов погасить настолько, чтобы давление в них было приблизительно равно давлению в дальних приборах. Это достигается тем, что трубы, подводящие теплоноситель к ближним приборам, имеют меньший диаметр, чем трубы, подводящие теплоноситель к дальним приборам.

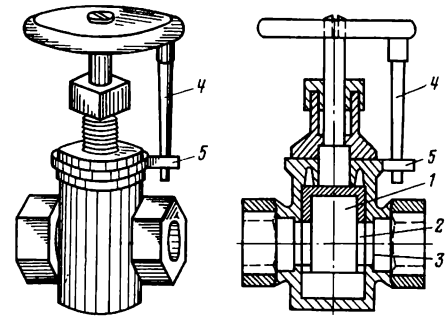


Рис. 132. Кран двойного регулирования

Однако из-за ограниченности сортамента выпускаемых труб не всегда удается установить трубы требуемого по расчету диаметра, вследствие чего для погашения избытка давления перед нагревательными приборами устанавливают краны двойного регулирования.

Количество воды, проходящей через кран, регулируют изменением положения цилиндрического золотника *1* (рис. 132) с двумя

сквозными прорезями *2* в корпусе крана. Степень открывания крана зависит от положения прорезей *2* по отношению к проходному каналу *3*. Чем ниже опущен золотник *1*, тем меньше открыт кран. В положении, указанном на рис. 132, клапан открыт полностью.

При пуске системы и сдаче ее в эксплуатацию для каждого прибора устанавливают постоянную степень открывания крана. Этим достигается предварительное регулирование системы. Повседневное же включение и выключение нагревательного прибора осуществляется путем поворота ручки *4* на 90°. Если золотник повернуть из положения, указанного на рис. 132, на 90°, то стенка золотника закроет проходное отверстие крана и циркуляция воды прекратится. Прибор включают, повернув ручку в обратном направлении. Чтобы не нарушить установленной регулировки, ручка крана имеет стержень *5* и задерживающие розетки с прорезанным дугообразным отверстием, в котором перемещается конец стержня.

5. Панельное и лучистое отопление

Системы панельного отопления впервые были осуществлены в 1905 г. русским инженером В. А. Яхимовичем. В панельном отоплении нагревательными приборами являются бетонные панели, т. е. бетонные плиты толщиной от 40 до 120 мм, внутри которых помещен нагревательный элемент в виде змеевика из стальных труб диаметром 1/2″

В отечественной практике применяют преимущественно отопительные панели, устанавливаемые вертикально под окнами наружных стен или в перегородках. На рис. 133 показана схема отопительной панели у наружной стены. Чтобы поверхность стены была гладкой, в ней делают нишу (углубление), в которой помещают отопительную панель *1* с нагревательным элементом *2*. Между стеной и панелью прокладывают слой тепловой изоляции *3* с таким расчетом, чтобы избежать дополнительных потерь тепла через утопленный участок стены.

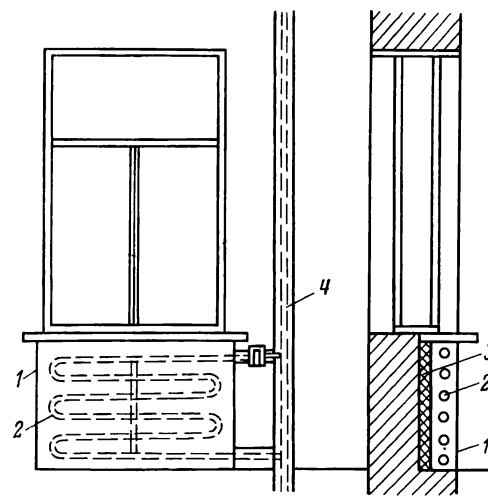


Рис. 133. Схема отопительной панели

Отопительные панели могут размещаться также в полу или потолке. Такой вид отопления называется *лучистым отоплением.* Ввиду большой конструктивной сложности лучистое отопление не получило широкого применения.

Отопительные панели устанавливают при возведении здания; в дальнейшем при монтаже отопления панели присоединяют к стоякам *4* отопительной сети.

В панельном и лучистом отоплении в качестве теплоносителя наиболее рационально применять воду при температуре 95° С. В этом случае получают более низкую температуру поверхности панелей по сравнению с температурой, которую обеспечивают паровые приборы. Кроме того, создается возможность регулирования теплоотдачи панелей изменением температуры воды в зависимости от температуры наружного воздуха. В этих системах в качестве теплоносителя допускается применение перегретой воды.

Отопительные панели имеют большие преимущества перед радиаторами и ребристыми трубами, так как имеют гладкую поверхность без выступающих частей; температура их поверхности значительно ниже температуры поверхности радиаторов и ребристых труб. Благодаря этому устраняется скапливание и пригорание пыли, что благоприятно влияет на гигиенические условия в помещении.

Применение панельного и лучистого отопления дает значительную экономию металла и сокращает затраты труда на монтаж системы. Использование панельного отопления способствует индустриализации строительства и сокращению сроков монтажа.

Панельное отопление с успехом можно применять для отапливания служебных и бытовых помещений промышленных предприятий. Этот вид отопления используется преимущественно в крупнопанельных зданиях.

Глава XVII

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ УСТАНОВОК ДЛЯ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА

Автоматика улучшает работу системы кондиционирования воздуха, повышает производительность труда обслуживающего персонала, обеспечивает поддержание в рабочих помещениях постоянных температуры и влажности воздуха, сокращает эксплуатационные расходы, увеличивает срок службы оборудования, обеспечивает защиту установок кондиционирования воздуха от аварий и осуществляет непрерывный контроль за их работой.

Автоматическое регулирование поддерживает или устанавливает величину того или иного параметра (или параметров) какого-либо объекта без участия человека.

Регулируемый параметр — это величина, которая характеризует непрерывный или достаточно длительно протекающий процесс.

Закон изменения регулируемого параметра может быть различным. В зависимости от характера этого закона различают системы автоматической стабилизации, системы программного регулирования и следящие системы.

Системы автоматической стабилизации поддерживают постоянное значение регулируемого параметра.

Если $\varphi(\tau)$ — требуемый закон изменения регулируемого параметра во времени, а $\varphi'(\tau)$ — реальный закон его изменения, то с математической точки зрения задача, которую должна решать любая система автоматического регулирования, сводится к выполнению в любой момент времени равенства

$$\varphi(\tau) = \varphi'(\tau).$$

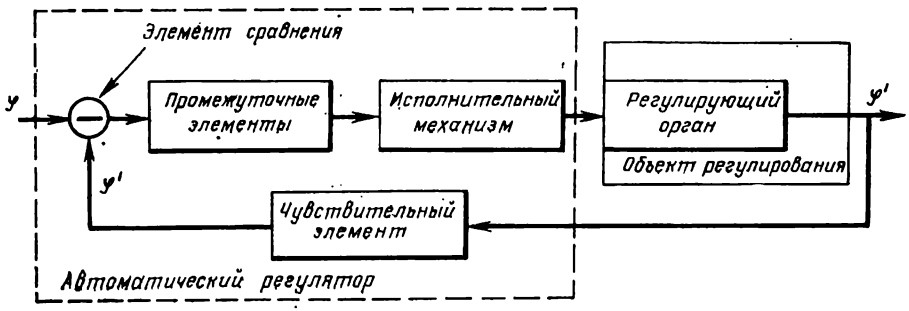


Рис. 134. Общая схема автоматической системы, работающей по замкнутому циклу

На практике регуляторы выдерживают это равенство лишь с определенной точностью и всегда наблюдается некоторая ошибка:

$$\Delta\varphi(\tau) = \varphi(\tau) - \varphi'(\tau).$$

При автоматическом регулировании без участия человека выполняются следующие операции: измерение текущего значения регулируемой величины, сравнение ее текущего значения с требуемым и при наличии ошибки $\Delta\varphi(\tau) \neq 0$ формирование регулирующего воздействия на объект регулирования.

Регулирование с такой последовательностью операций называется *принципом регулирования по отклонению.*

Таким образом, сущность регулирования по отклонению состоит в том, что текущее значение параметра, измеренное при помощи соответствующих приборов, сравнивается с требуемым значением регулируемой величины $\varphi(\tau)$.

В зависимости от величины и знака сигнала ошибки $\Delta\varphi(\tau)$ осуществляется регулирующее воздействие на объект регулирования, направленное на уменьшение ошибки.

Принцип регулирования по отклонению предложил русский механик И. И. Ползунов в 1765 г., и до настоящего времени этот принцип остается основным при построении автоматических систем. Такие системы называются работающими по замкнутому циклу (рис. 134).

Иногда используется регулирование по разомкнутому циклу (рис. 135), когда при воздействии на объект для обеспечения

заданного протекания процесса текущее значение регулируемого параметра $\varphi'(\tau)$ не измеряется и не контролируется. Такие системы обладают худшими качествами, чем системы, работающие по отклонению.

Цехи текстильных предприятий, в которых требуется поддерживать постоянными температуру и относительную влажность воздуха, являются объектами с двумя регулируемыми параметрами. Очевидно, что для регулирования такого объекта в нем должны быть установлены минимум два регулятора (два узла регулирования): температуры и относительной влажности воздуха. Автоматический регулятор предназначен для поддержания регулируемого параметра на требуемом значении. Объект регулирования и автоматический регулятор образуют систему автоматического регулирования. Число регуляторов в системе автоматики определяется количеством контрольных точек и равно или больше числа регулируемых параметров.

Рис. 135. Общая схема автоматической системы, работающей по разомкнутому циклу

В автоматический регулятор входят следующие элементы:

1. Датчик — прибор, непосредственно реагирующий на изменения регулируемого параметра.

2. Командный прибор (или промежуточное реле), воспринимающий изменения, происходящие в датчике, и преобразующий эти изменения в командный импульс, посылаемый к исполнительному механизму. Командный импульс поступает на исполнительный механизм в виде определенного стандартного сигнала, например в виде постоянного тока силой от 0 до 5 мА или давления сжатого воздуха от 2 до 10 Н/см^2.

3. Исполнительный механизм, который под воздействием командного импульса создает перестановочные усилия и приводит в движение регулирующий орган.

4. Регулирующий орган, непосредственно изменяющий расход среды (воздуха, воды, пара и т. д.).

5. Линии связи, подводящие используемую энергию (электрический ток, сжатый воздух, жидкость под давлением) к этим элементам.

Датчиком называется устройство, преобразующее изменения регулируемой величины в изменения другой величины (электрической, механической и т. д.), более удобной для измерения и передачи на расстояние. Датчиком электрического регулятора служит устройство, превращающее изменение неэлектрического параметра (температуры, относительной влажности) в изменение электрической величины.

Другие датчики — механические, гидравлические, пневматиче-

ские — чаще всего превращают статическое действие параметра в механическое перемещение какой-либо детали прибора.

У некоторых регуляторов датчик представляет собой устройство, сочетающее механическое и электрическое действия, например, когда при перемещении деталей механической части прибора последние замыкают или размыкают контакты электрической его части.

Так как импульс, посылаемый датчиком, оказывается часто слишком слабым или по своему характеру непригодным для приведения в движение исполнительного механизма, импульс подается на командный прибор или промежуточное реле, где усиливается или путем переключения преобразуется в другой вид энергии, создающей достаточный по мощности командный импульс, который и посылается к исполнительному механизму.

Реле чаще всего производит включение и выключение двигателя, используемого в качестве исполнительного механизма. При этом энергия для двигателя поступает от постороннего источника, не входящего в рассматриваемый узел регулирования (реле вводится в цепь этого источника как выключатель). Реле представляет собой универсальный механизм, который может выполнять различные функции и использоваться в различных регуляторах.

Помимо включения, выключения и переключения электрических исполнительных механизмов, реле часто применяется для усиления мощности полученного пневматического или гидравлического импульса (вторичное реле). Если импульс поступает на реле непосредственно от датчика, а затем преобразуется в другой вид энергии, реле называется первичным.

Исполнительные механизмы служат для непосредственного управления регулирующими органами системы кондиционирования воздуха и часто конструктивно представляют с ними единое целое.

В зависимости от схемы регулирования (электрической, пневматической, электропневматической) применяются различные исполнительные механизмы; некоторые из них рассмотрены ниже.

Регулирующими органами исполнительных механизмов регуляторов подачи воздуха, жидкости, пара являются жалюзийные и регулирующие клапаны, задвижки, заслонки и т. п. Линиями связи электрических регуляторов служат провода, гидравлических и пневматических — трубопроводы жидкости или сжатого воздуха.

1. Регуляторы

По характеру действия регулирующего органа регуляторы делятся на пять типов.

1. Позиционные (релейные).
2. Астатические (интегральные).
3. Статические (пропорциональные).
4. Изодромные (пропорционально-интегральные).
5. С предварением.

Регулирующий орган позиционного регулятора в зависимости от значения регулируемого параметра может занимать обычно два-три вполне определенных положения. При этом перемещение его из одного положения в другое происходит практически мгновенно. У двухпозиционного регулятора, например, регулирующий орган может занимать только два крайних положения — полного открывания или полного закрывания.

Такой регулятор при значении параметра выше заданного полностью закрывается и будет оставаться закрытым, пока параметр не снизится до величины меньше заданной, после чего регулирующий орган полностью открывается. Таким образом, у двухпозиционных регуляторов исполнительный механизм реагирует только на знак отклонения параметра и перемещает регулирующий орган из одного крайнего положения в другое.

В некоторых двухпозиционных регуляторах искусственно создается так называемая нейтральная зона или зона нечувствительности. В пределах зоны нечувствительности изменение параметра не вызывает перемещения регулирующего органа.

В трехпозиционных регуляторах регулирующий орган занимает три положения: полностью открытое, среднее и полностью закрытое. Когда параметр достигает одной из границ зоны нечувствительности, регулирующий орган перемещается на половину хода и в пределах зоны нечувствительности находится в среднем положении. Двух- и трехпозиционные регуляторы просты и надежны в эксплуатации.

На рис. 136, *а* показана характеристика действия двухпозиционного регулятора при мгновенном изменении подачи тепла (температуры) и отсутствии запаздывания. На графике введены следующие обозначения:

θ — относительная температура;

Q — количество подаваемого тепла;

$\theta_в$ и $\theta_н$ — соответственно верхний и нижний пределы относительной температуры;

$\Delta\theta = \theta_в - \theta_н$ — зона нечувствительности регулятора;

τ — текущее время.

Когда температура объекта, уменьшаясь, достигает значения нижней границы зоны нечувствительности $\theta_н$, количество подаваемого тепла Q мгновенно увеличивается и температура объекта начинает возрастать. Достигнув значения $\theta_в$, регулятор прекращает подачу тепла, и температура объекта понижается. Скорость повышения и понижения температуры зависит от свойств объекта регулирования и его временной характеристики.

Колебания температуры не выходят за границы зоны нечувствительности, если изменения подачи тепла сразу вызывают изменения температуры регулируемого объекта. Однако в реальном объекте изменение температуры наступает не сразу, а через некоторый промежуток времени $\Delta\tau$, называемый запаздыванием.

При регулировании установок кондиционирования воздуха запаздывание зависит от величины воздухообмена, способа подачи приточного воздуха и размеров объекта. При активной подаче воздуха эта величина находится в пределах $\Delta\tau = 1{,}5 \div 2$ мин. При других видах подачи, особенно при выпуске воздуха в верхнюю зону,

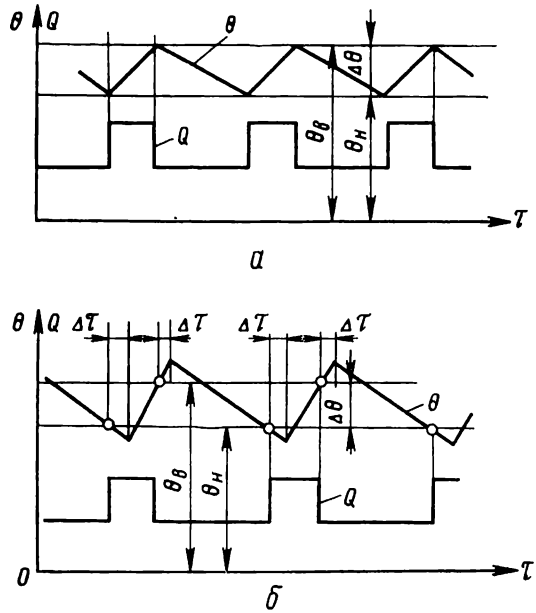


Рис. 136. Характеристика действия двухпозиционного регулятора:
а — без учета запаздывания; *б* — с учетом запаздывания

величину запаздывания ориентировочно можно считать обратно пропорциональной кратности воздухообмена, т. е. $\Delta\tau = \frac{60}{n}$ мин, где n — кратность воздухообмена 1/ч.

С учетом запаздывания временная характеристика двухпозиционного регулятора показана на рис. 136, *б*. При понижении температуры объекта до относительного значения $\theta_н$ подача тепла мгновенно изменяется, однако вследствие явления запаздывания температура объекта некоторое время понижается. Затем температура объекта повышается до значения $\theta_в$, при котором мгновенно прекращается подача тепла, однако температура еще некоторое время возрастает, после чего в результате уменьшения подачи тепла снова начинает понижаться, и процесс повторяется.

В результате запаздывания колебания регулируемой температуры выходят за границы зоны нечувствительности.

Регулирующий орган астатического регулятора реагирует на знак отклонения параметра и может занимать любое положение от полностью открытого до полностью закрытого, перемещаясь в сторону открывания (закрывания) при снижении (повышении) параметра и останавливаясь при достижении параметром заданной величины.

Перемещение регулирующего органа может происходить как с постоянной, так и с переменной скоростью. Особенностью аста-

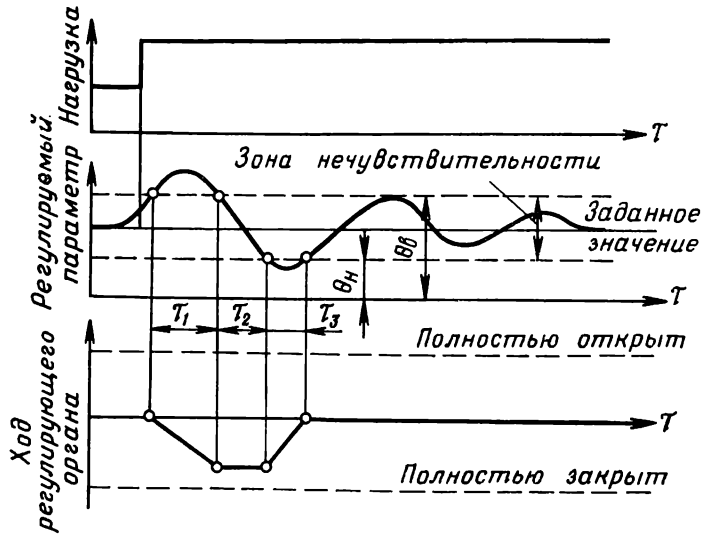


Рис. 137. Характеристика действия астатического регулятора

тического регулятора является отсутствие пропорциональной связи между установившимся значением параметра и положением регулирующего органа.

У астатических регуляторов при переменной скорости перемещения регулирующего органа последний все время перемещается в одном или другом направлении в зависимости от изменения параметра, причем скорость его перемещения зависит от величины отклонения параметра от контрольной точки. У астатического регулятора с постоянной скоростью перемещения регулирующий орган в пределах какой-то зоны (в которой параметр имеет значение выше заданного) все время открывается (рис. 137). Открывание продолжается и при снижении параметра, пока он не достигает заданного значения. Если параметр, продолжая снижаться, перешел в область ниже заданного, регулирующий орган начинает закрываться. Закрывание регулирующего органа продолжается до тех пор, пока параметр, пройдя минимум своего значения, не достигнет заданного. С превышением параметра начинается новый цикл регулирования. Таким образом, астатический регулятор не имеет

определенной связи между положением регулирующего органа и значением регулируемого параметра. Величина параметра в зоне регулирования для всех равновесных состояний остается постоянной с точностью до нечувствительности регулятора.

На рис. 137 видно, что при скачкообразном изменении нагрузки регулируемый параметр при астатическом регулировании медленно возвращается к заданному значению.

Статические (пропорциональные) регуляторы

Регулирующий орган статического регулятора изменяет свое положение только во время изменения величины регулируемого параметра, при этом он реагирует и на знак и на величину отклонения параметра. Регулирующий орган отклоняется от среднего положения на величину, пропорциональную отклонению параметра, так что каждому значению параметра соответствует определенное положение регулирующего органа.

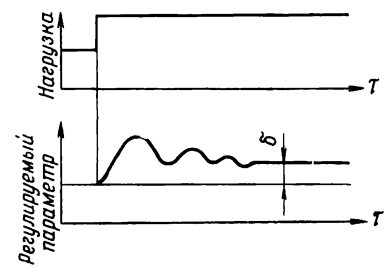


Рис. 138. Характеристика действия пропорционального регулятора

Статические регуляторы в пределах зоны регулирования допускают отклонение параметра от заданного значения, которое называется коэффициентом неравномерности регулятора, или статической ошибкой регулирования.

На рис. 138 показана характеристика действия пропорционального регулятора. При скачкообразном изменении нагрузки регулируемый параметр по истечении некоторого времени приходит к новому установившемуся значению, отличающемуся от заданного на величину δ — неравномерности регулятора. При этом регулирующий орган будет занимать новое положение. Для поддержания заданного значения параметра при изменении нагрузки необходимо, чтобы регулирующий орган занял другое положение, соответствующее новому значению нагрузки. В пропорциональном регуляторе этого не происходит, вследствие чего и возникает остаточное отклонение регулируемого параметра. Чем больше неравномерность регулирования, тем быстрее затухает процесс и тем меньше отклонение параметра в начальный момент. Увеличение неравномерности обычно ограничено допустимым пределом колебания регулируемого параметра, и, если она превышает эти пределы, для стабилизации процесса необходимо ввести внешнюю жесткую или гибкую обратную связь. Посредством обратной связи осуществляется передача сигнала от одного из последующих звеньев цепи автоматического регулирования к одному из предыдущих звеньев.

Жесткая обратная связь оказывает на предыдущий элемент воздействие, пропорциональное величине воздействия последующего элемента. Действие гибкой обратной связи выражается в том,

что в первый момент она действует как жесткая, а затем действие ее уменьшается и в конце воздействия исчезает.

Если в статический регулятор ввести упругую обратную связь, то он будет обладать свойствами как статического, так и астатического регулятора.

Статические регуляторы без обратной связи достаточно просты и находят широкое применение в текстильной промышленности (регулирование температуры шлихты, температуры воды и т. п.).

Изодромные (пропорционально-интегральные) регуляторы

Регуляторы этого типа являются сочетанием статического (пропорционального) и астатического (интегрального) регуляторов. При быстром изменении параметра действует статическая составляющая регулятора, при медленном его изменении или при постоянстве параметра (за пределами заданного значения) действует астатическая составляющая, называемая у этих регуляторов изодромной. Останов регулирующего органа происходит только при достижении параметром заданной величины.

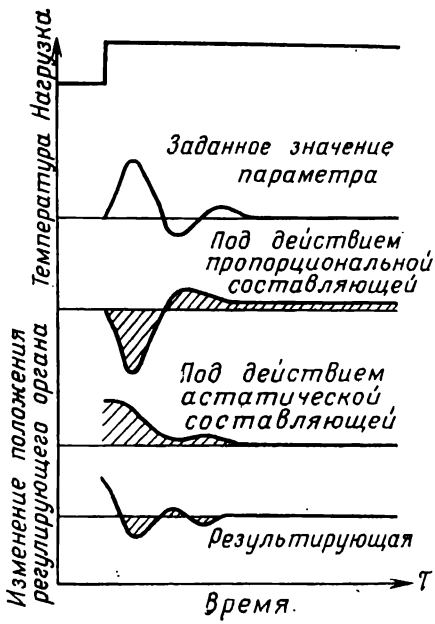


Рис. 139. Характеристика действия изодромного регулятора

При отклонении параметра, например, выше заданного значения регулирующий орган под действием статической составляющей регулятора начнет закрываться пропорционально величине и скорости изменения параметра. При прекращении изменения параметра при его значении выше заданного регулирующий орган будет продолжать закрываться, но уже под действием астатической части регулятора со скоростью, определяемой устройством изодрома.

В случае нового изменения параметра вступает в строй статическая составляющая регулятора, продолжающая закрывать регулирующий орган до новой остановки параметра, далее снова вступает в работу изодромная часть регулятора, и так продолжается до тех пор, пока параметр не примет заданного значения, после чего регулирующий орган прекращает движение. Таким образом, изодромное регулирование приводит к значительно лучшим результатам, чем пропорциональное или астатическое, не говоря уже о позиционном. Характеристика действия изодромного регулятора показана на рис. 139.

Регулирующий орган регулятора с предварением перемещается со скоростью большей, чем скорость изменения параметра.

Предварение скорости движения регулирующего органа достигается специальным устройством, вводимым в статический или изодромный регулятор, поэтому такие регуляторы называют соответственно статическим (пропорциональным) или изодромным регулятором с предварением.

В зависимости от системы и конструкции регулятора регулирование может производиться так, что параметр будет приближаться к заданному значению различным образом.

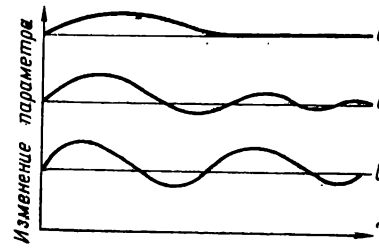


Рис. 140. Графики приближения регулируемого параметра к заданному значению

На рис. 140 показаны графики приближения регулируемого параметра к заданному значению, где *а* — апериодический сходящийся график, параметр возвращается к заданному значению без колебаний; *б* — колебательно-затухающий график; *в* — гармонический колебательный график, параметр все время колеблется около заданного значения, отклоняясь от него на одну и ту же величину.

Кроме указанной классификации, регуляторы разделяют на две группы: на регуляторы прямого и непрямого (косвенного) действия. Регуляторы прямого действия — такие, у которых используется энергия самого регулируемого параметра. Эта энергия преобразуется в механическую непосредственно в чувствительном элементе регулятора.

Регуляторами непрямого действия называют регуляторы, у которых перемещение механизмов производится за счет энергии, поступающей от посторонних источников.

В установках кондиционирования воздуха наибольшее распространение получили электрические и пневматические регуляторы. Наряду с этим все более широкое применение находят электропневматические регуляторы, позволяющие сочетать местные системы пневматического регулирования с дистанционным электрическим управлением и контролем. При выборе вида энергии, используемой в системе автоматического регулирования (САР), необходимо учитывать категорию пожаро- и взрывоопасности производства, протяженность линий связи от датчиков до исполнительных механизмов и до пульта диспетчера, температуру, влажность и загрязненность воздуха в месте установки приборов автоматики, величину перестановочного усилия, необходимого для управления регулирующим органом, и ряд других факторов.

Анализ этих факторов применительно к выбору САР для систем кондиционирования воздуха на текстильных предприятиях

показывает, что явных преимуществ ни электрическая, ни пневматическая САР не имеют. Несмотря на то что пневматическая САР имеет более низкую первоначальную стоимость, невысокие эксплуатационные затраты, характеризуется достаточно высокой эксплуатационной надежностью, пожаро- и взрывобезопасностью и тем, что величины перестановочных усилий, необходимые для управления регулирующими органами пневматических исполнительных механизмов, обычно достаточны, все же в ряде случаев применение ее оказывается невозможным. Предпочтение электрической САР следует отдавать в тех случаях, если для управления регулирующим органом требуется перестановочное усилие, превышающее усилие, развиваемое пневматическим исполнительным механизмом; если необходимо более высокое быстродействие исполнительного устройства; когда линии связи такой протяженности, при которой сооружение системы питания сжатым воздухом нецелесообразно; в случаях когда перемещение регулирующего органа осуществляется при большом числе оборотов и, наконец, во всех случаях, когда требуется реализовать сложные функциональные взаимосвязи между отдельными элементами автоматизированного оборудования.

Решение последней задачи в настоящее время стало возможным и с помощью пневматических САР при использовании новой пневматической системы автоматических регуляторов «Старт» московского завода «Тизприбор».

Таким образом, при существующем развитии технических средств автоматики системы кондиционирования воздуха могут быть автоматизированы различными путями и средствами, и при этом можно получить примерно один и тот же эффект. Поэтому при выборе САР следует прежде всего учитывать экономическую сторону вопроса в совокупности с требованиями к точности поддержания регулируемых параметров в рабочей зоне кондиционируемого объекта. Приведенные ниже схемы автоматического регулирования комплектуются серийно выпускаемыми в настоящее время приборами, которые входят в общегосударственную систему приборов (ГСП). На базе ГСП можно создать САР любой сложности. Рассмотрим устройство и характеристики некоторых приборов.

2. Приборы, входящие в электрические САР

Термометры сопротивления

Термометры сопротивления по материалу чувствительного элемента подразделяются на платиновые (ТСП) и медные (ТСМ). Они применяются для измерения средней температуры какой-либо области, так как имеют значительные размеры чувствительных элементов. Действие термометров основано на свойстве металлов изменять свое электрическое сопротивление при изменении температуры.

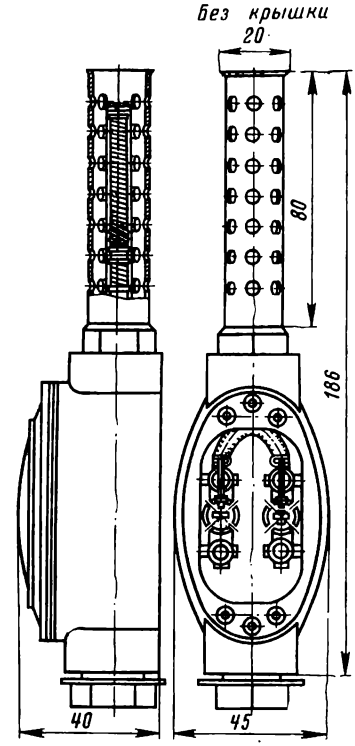


Рис. 141. Медный термометр сопротивления (ТСМ)

Медные термометры сопротивления (ТСМ) изготовляют из проволоки $d=0{,}1$ мм и применяют для измерения температур в пределах от —50 до +100° С (ТСМ-Х). Такие термометры имеют монтажную длину от 80 до 1250 мм. На рис. 141 показан медный термометр сопротивления, измерение температуры которым сводится к измерению его сопротивления при помощи уравновешенного электроизмерительного моста или лагометра.

В настоящее время для измерения температуры применяют термометры сопротивления из полупроводников, так называемых терморезисторов: для воздушной среды типа ММТ-1 и для жидких сред типа ММТ-4. Эти термосопротивления имеют высокую чувствительность к изменению температуры, малую тепловую инерцию, а также высокую стабильность при практически безграничном сроке службы.

Манометрические термометры

У термометров этого типа измерителем служит трубчатая манометрическая пружина, величина упругой деформации которой зависит от изменения объема или давления рабочего вещества в замкнутой системе под действием измеряемой температуры. Термометры с термобаллоном, заполненным азотом, называются газовыми; с системами, заполненными жидкостью (например, метилхлоридом) с низкой температурой кипения, называются паровыми.

На рис. 142 показан манометрический паровой электроконтактный термометр типа ЭКТ-1, предназначенный для показания и позиционного регулирования температуры нейтральных сред с давлением до 250 Н/см². Термометры типа ЭКТ-1 изготовляют на пределы измерений: —60÷0; —20÷+40; 0÷+60; 0÷+100; +50÷+150; 60÷200; 100÷250° С. Основная погрешность не превышает ±2,5% от диапазона шкалы прибора. Длина капилляра 1,6; 2,5; 3; 4; 6; 8 и 10 м. Электроконтактное устройство состоит из двух передвижных контактов (минимального и максимального), которые устанавливаются на требуемое значение температуры и замыкаются при достижении ее подвижной стрелкой прибора.

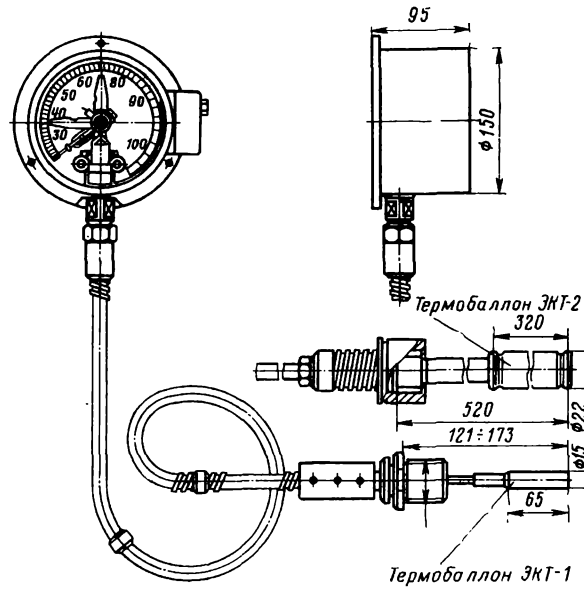


Рис. 142. Манометрический паровой электроконтактный термометр (ЭКТ)

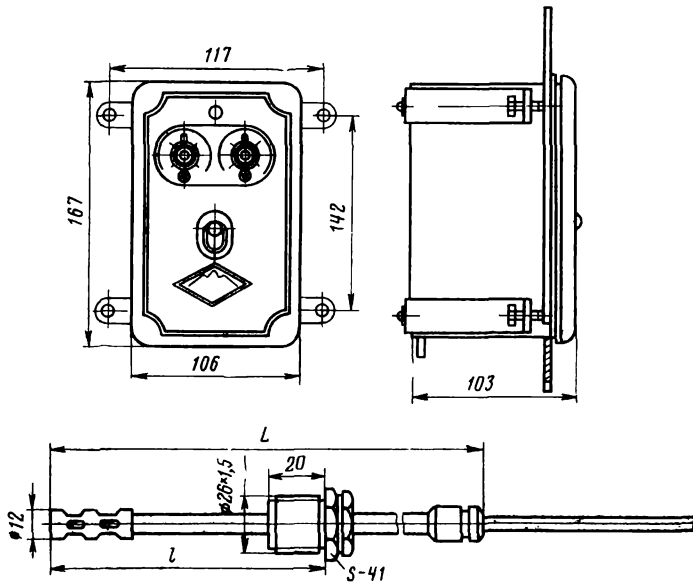


Рис. 143. Полупроводниковый двухпозиционный терморегулятор типа ПТР-2 и термочувствительный элемент к нему

Полупроводниковый двухпозиционный терморегулятор типа ПТР-2

В качестве датчика температуры в терморегуляторе типа ПТР-2 использован терморезистор типа ММТ-1, включенный в одно из плеч измерительной мостовой схемы прибора. Другие плечи моста выполнены в виде переменных и постоянных сопротивлений. При помощи переменных сопротивлений прибор настраивается на регулируемую температуру и дифференциал контактной системы. Сигнал разбаланса моста снимается с его диагонали и подается на усилитель, второй каскад которого определяет направление разбаланса моста при отклонении температуры от заданной и в зависимости от этого включает или выключает реле МКУ-48 на входе усилителя. Реле одним контактом шунтирует сопротивление дифференциала, а другим подает сигнал двухпозиционному исполнительному механизму системы авторегулирования. На рис. 143 показаны схема полупроводникового двухпозиционного терморегулятора типа ПТР-2 и термочувствительного элемента к нему. При $L=260$ мм глубина погружения чувствительного элемента $l=50\div 200$ мм, при $L=470$ мм $l=50\div 400$ мм. Пределы шкалы настройки регулирования составляют 25—30° С. Дифференциал равен $0{,}5\pm 1{,}25$° С. Сопротивление проводов, соединяющих терморезистор с прибором, должно быть равно 15 Ом, разрывная мощность контактов 500 Вт, масса прибора 2 кг.

Устройство дистанционного измерения, регистрации и регулирования относительной влажности воздуха (УДРОВ)

Устройство УДРОВ состоит из электронного автоматического моста любого типа со встроенным в него согласующим входным делителем (измерительный блок) и влагочувствительного элемента (датчика типа ЭВЧ). Устройство выпускается в двух модификациях: с датчиками типа ЭВЧ-0,1-Т и ЭВЧ-0,2-Т. Датчики типа ЭВЧ изменяют сопротивление влагочувствительной пленки в зависимости от относительной влажности воздуха.

Датчики типа ЭВЧ-0,1-Т и ЭВЧ-0,2-Т отличаются друг от друга только концентрацией и составом компонентов во влагочувствительной пленке и предназначены: первый для контроля влажности в интервале 35—80%, второй в интервале 60—95%.

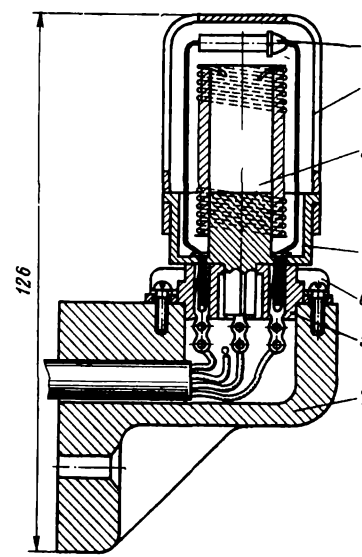


Рис. 144. Датчик влажности типа ЭВЧ-0,1-Т: *1* — терморезистор для компенсации температурной погрешности; *2* — чехол датчика; *3* — влагочувствительный элемент; *4* — цоколь; *5* — ламповая панель; *6* — хомут; *7* — кронштейн

Конструктивное выполнение датчиков одинаково. На рис. 144 показан датчик влажности ЭВЧ-0,1-Т.

Датчик устанавливается в контрольной точке рабочего помещения и включается в измерительный электронный мост через согласующий входной делитель (СВД), который согласует относительно высокое сопротивление датчика ЭВЧ с низким входным сопротивлением электронного усилителя автоматического моста.

Напряжение с СВД поступает на вход электронного усилителя моста, реагирующего таким образом на изменение относительной влажности воздуха. Погрешность прибора не превышает ±3% относительной влажности воздуха во всем диапазоне ее измерения и регулирования.

Полупроводниковый регулятор относительной влажности воздуха типа СПР-104

Двухпозиционный полупроводниковый регулятор относительной влажности воздуха типа СПР-104 предназначен для регулирования влажности воздуха путем подачи команды на исполнительный механизм, установленный на системе увлажнения или доувлажне-

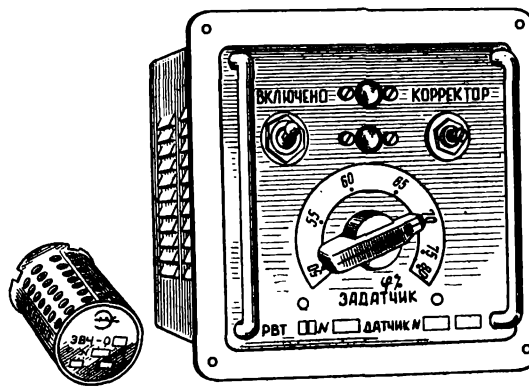


Рис. 145. Общий вид регулятора влажности воздуха типа СПР-104

ния. Регулятор типа СПР выполнен на базе регулятора температуры типа ПТР с небольшими конструктивными изменениями в схеме прибора. Чувствительным элементом регулятора является калиево-натриевый датчик типа ЭВЧ, описанный выше. Датчик включается в цепь моста переменного тока вторичного устройства, куда подаются его сигналы. Сигналы датчика усиливаются электронным усилителем, а затем через выходное реле поступают к исполнительному механизму. Установка на заданную относительную влажность осуществляется задатчиком — переменным сопротивлением, управление которым выведено на переднюю панель регулятора.

На рис. 145 показан общий вид регулятора типа СПР-104 с датчиком ЭВЧ.

Диапазон регулируемой влажности 35—95% при температуре 5—40° С. Погрешность настройки ±2%. Разрывная мощность контактов 50 Вт.

Регулятор влажности двухпозиционный камерный ВДК

Регулятор влажности ВДК применяется в системах двухпозиционного регулирования влажности воздуха. Измерительная система — гигрометрическая. Регулирующая система — электрическая позиционная. Система сигнального устройства — двухпозиционная. Допускаемая погрешность ±7,5%. Порог чувствительности 3%. Пределы регулирования влажности от 30 до 90% при температуре от 0 до 45° С. Разрывная мощность контактов 15 Вт. Принципиальная схема соответствует схеме датчика влажности типа Г-2.

Ступенчатый импульсный прерыватель тока типа СИП-01

Ступенчатый импульсный прерыватель тока типа СИП-01 предназначен для осуществления многопозиционного регулирования. Данный прерыватель представляет собой электромеханиче-

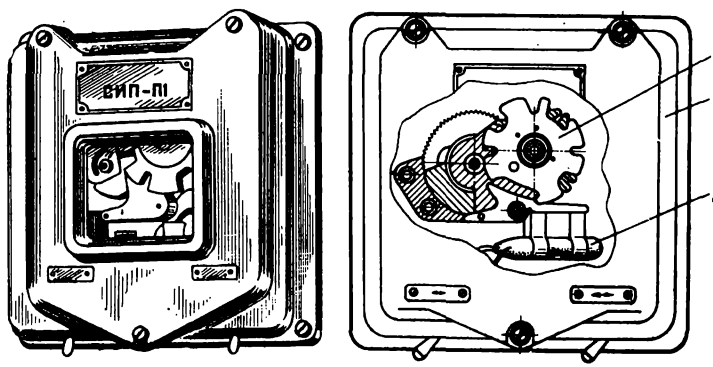


Рис. 146. Ступенчатый импульсный прерыватель тока типа СИП-01

ское реле времени со ступенчатой настройкой продолжительности импульсов от 1 до 119 с и с продолжительностью паузы 120, 60, 30 и 15 с. При разомкнутых контактах прерывателя ни к одному из исполнительных механизмов ток не поступает. При настройке прерывателя с выдержкой паузы 2 мин и продолжительностью импульса 2 с исполнительные механизмы обычно меняют направление движения после 3—4 циклов. Такое регулирование практически можно считать астатическим, делающим работу регуляторов более устойчивой и способствующим стабилизации регулируемых параметров.

На рис. 146 показан общий вид ступенчатого импульсного прерывателя тока типа СИП-01. Его синхронный двигатель питается от сети 127 или 220 В, потребляемая мощность 12 Вт. В корпусе *1*

помещены ртутные выключатели *2*, рассчитанные на включение тока 25 А при 127 В или 15 А при 220 В (число переключений не менее 50 000), и устройство *3* для изменения частоты размыканий электрической цепи.

Мембранные соленоидные вентили типа СВМ

Соленоидные вентили СВМ делятся на две группы с условным проходом от 6 до 15 мм (три модели) и с проходом от 25 до 70 мм (четыре модели). Показанный на рис. 147 мембранный соленоид-

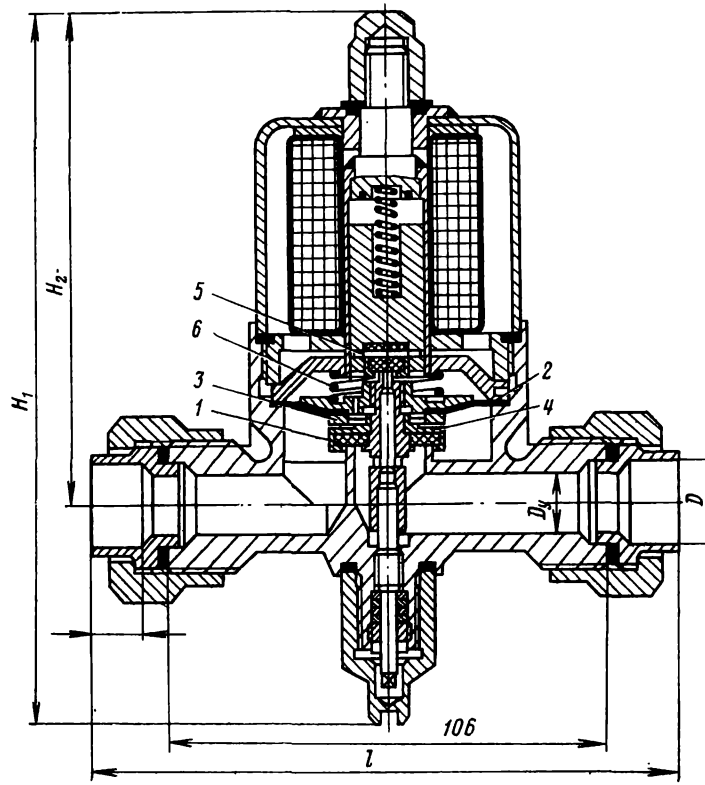


Рис. 147. Мембранный соленоидный вентиль типа СВМ-15

ный вентиль типа СВМ-15 принадлежит к первой группе. Камера над основным клапаном *1* отделена от напорной линии мембраной *2* из прорезиненной ткани толщиной 0,5 мм. Жидкость в эту полость проходит через фильтрующую шайбу *3* по щели *4* высотой 0,3 мм и далее через отверстие диаметром 1 мм. При включении катушки управляющий клапан *5* поднимается, давление над мембраной *2* падает, и клапан *1* открывается. После выключения вентиля пружина *6* обеспечивает надежное закрывание клапана. У вентилей второй группы седло вспомогательного клапана неподвижно, а присоединение к сети не штуцерное, а фланцевое.

Трехходовой смесительный клапан с электроприводом типа 6802

Трехходовой смесительный клапан (ТСК) предназначен для смешения двух потоков воды при разной температуре. Клапан приводится в действие электрическим двигателем типа ПР-1 *1* (рис. 148), который создает возвратно-поступательное движение штока *2* и перемещает золотник *3*, попеременно перекрывающий то одно, то другое седло смесительного клапана. Длительность возвратно-поступательного движения штока зависит от продолжительности командного импульса, подаваемого датчиком через прерыватель типа СИП-01 двигателю типа ПР-1. Кроме того, в клапане имеются корпус *4*, рейка *5* и шестерня *6*.

Однооборотные электрические исполнительные механизмы

К механизмам этого типа относятся механизмы (колонки) дистанционного управления типа КДУ и МЭО. Показанный на рис. 149 сервопривод с колонкой КДУ состоит из сервопривода и кинематически связанной с ним колонки *1*. Каждый исполнительный механизм сочетается с любым типом сервопривода. Сервопривод комплектуется трехфазным асинхронным электродвигателем *2*, работающим при напряжении 220/380 В, редуктором *3* с маховиком ручного управления *4* и выходным рычагом *5*, при помощи которого сервопривод через специальную штангу воздействует на регулирующий орган. Однооборотные механизмы типа МЭО отличаются от колонок с сервоприводами унифицированной конструкцией и наличием концевых и путевых выключателей. Максимальный рабочий угол поворота рычага 90°.

Номинальный момент на выходном валу составляет от 1,6 до 10 000 Н·м, а время одного оборота выходного вала — от 40 до 250 с.

3. Приборы, применяемые в пневматических САР

Приборы системы «Старт» (московского завода «Тизприбор») построены на базе универсальных элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭППА) и позволяют осуществлять САР любой сложности.

Ниже приводится описание некоторых приборов системы «Старт», с использованием которых решаются задачи авторегулирования систем кондиционирования воздуха.

Усилитель мощности типа ПП1.5

Усилитель мощности предназначен для усиления мощности пневматического сигнала. Функции усилителя мощности выполняет элемент *1* (рис. 150), соединенный с источником питания. На его выходе создается давление, равное давлению, поступающему на вход, но усиленное по мощности. Давление в камере *Г* этого элемента действует на мембрану, которая через шариковый клапан соединяет камеру *Б* с источником питания. Так как площади мембран в камерах *Б* и *Г* одинаковы, в них устанавли-

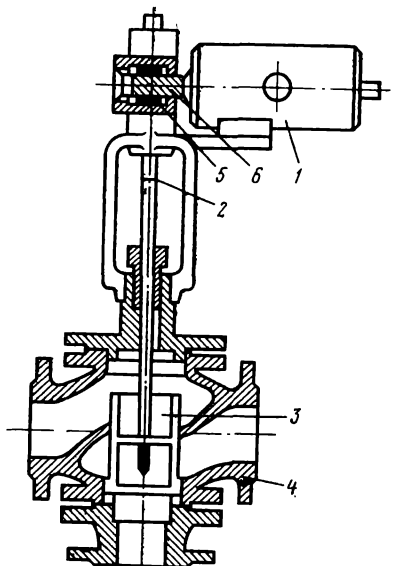


Рис. 148. Схема трехходового смесительного клапана с моторным приводом

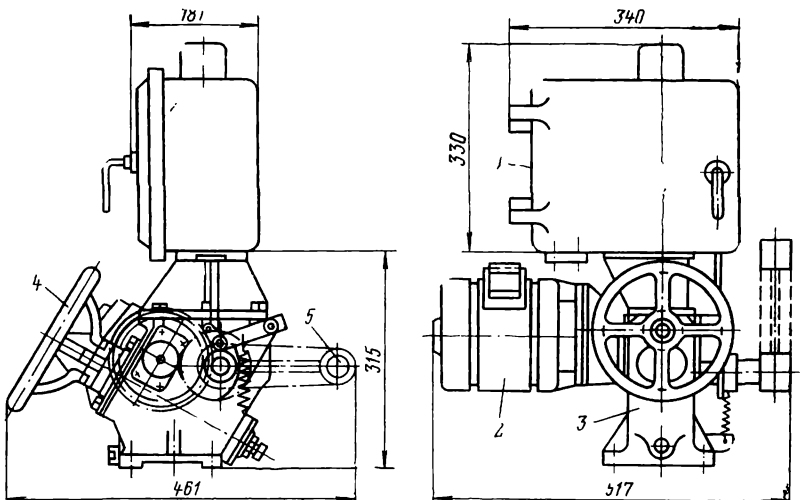


Рис. 149. Схема электрического однооборотного сервопривода с колонкой дистанционного управления типа КДУ

ваются равные давления. Усилитель *1* не имеет регулируемых устройств и поэтому дает значительную статическую погрешность. Чтобы ее снять, в схему усилителя включен точный элемент сравнения *2*, сечения сопел которого регулируются.

Входное давление поступает в плюсовую камеру *В* элемента *2*, а выходное — с усилителя в его камеру *Б* обратной связи. Если $p_{вх} > p_{вых}$, мембранный узел смещается вниз и открывает сопло C_2, сообщающееся с линией питания. При этом выходное давление элемента *2* увеличивается и, усиливаясь по мощности на эле-

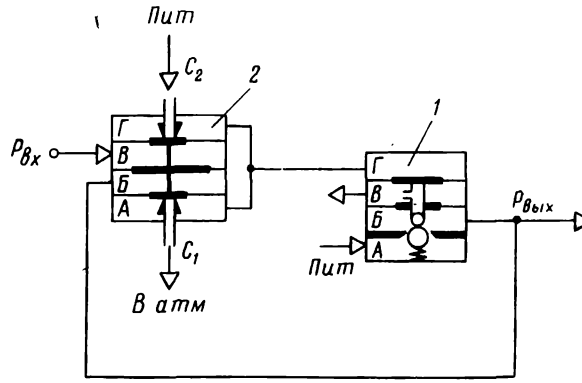


Рис. 150. Схема усилителя мощности типа ПП1.5 пневматического сигнала

менте *1*, поступает на выход прибора и в камеру *Б* элемента сравнения *2*. Погрешность прибора не более ±0,5% от $p_{вых_{max}}$, расход воздуха 1,5 л/мин.

Прибор простейших алгебраических операций типа ПФ1.1

Прибор осуществляет алгебраическое сложение трех пневматических сигналов, два из которых со знаком «плюс» и один со знаком «минус», он также может быть использован для умножения или деления на два одного или суммы двух сигналов.

Сложение сигналов выполняет элемент *1* (рис. 151), в камеры *В*, *Г*, *Д* которого поступают входные давления p_1, p_2, p_3, а в камеры *Е* и *Ж* — постоянные давления p_{c_1} и p_{c_2} от задатчиков *2* и *3* (задатчик — прибор, создающий стабильное давление сжатого воздуха от 2 до 10 Н/см², подаваемого в глухие камеры приборов пневмоавтоматики). Развиваемое усилие перемещает мембранный узел элемента *1* и открывает сопло питания C_2 или сопло C_1, сообщающее камеру *А* с атмосферой. В результате выходное давление элемента *1* изменяется. Это давление усиливается по мощности элементом *4* и поступает на выход прибора и в камеру *Б* обратной связи.

Погрешность прибора не превышает ±1% от $p_{вых_{max}}$, расход воздуха 2,5 л/мин; размеры прибора 135×135×80 мм.

Пропорционально-интегральный регулятор типа ПРЗ-22

Регулятор предназначен для получения непрерывного регулирующего воздействия на исполнительный механизм с целью поддержания заданной величины регулируемого параметра.

По характеру воздействия регулятор является изодромным с диапазоном дросселирования от 5 до 3000% и временем изодрома от 3 с до 100 мин (время изодрома — это время, которое необходимо для возвращения заданного значения параметра при 100%-ном первоначальном отклонении). Регулятор состоит из пропорционального и интегрального звеньев.

На рис. 152 показана принципиальная схема регулятора типа ПРЗ-22. Пропорциональная часть регулятора состоит из элемента сравнения *1* и сумматора *2*, а интегральная часть — из элемента сравнения *3*, дросселя изодрома *4* и емкости *5*, представляющей собой камеру объемом 50 см³, сглаживающей скачкообразное изменение входных сигналов и соответственно давления после дросселя изодрома. Кроме того, в регулятор входят элемент сравнения *6*, усилитель мощности *7* и выключающее реле *8*.

Сигнал от датчика $P_д$, пропорциональный изменению регулируемого параметра, подводится к камерам *Д* элемента *З* и *Г* элемента *1*. Давление от ручного задатчика $P_з$ подводится к камерам *Б* элемента *З* и *В* элемента *1*.

Элемент сравнения *6* суммирует сигналы, поступающие с пропорциональной и интегральной частей регулятора. Затем давление с элемента *6* усиливается элементом *7* и через выключающее реле *8* поступает на выход прибора. Реле *8* служит для отключения регулятора при переходе на ручное управление путем подачи давления питания $p_{вк}$ в камеру *А*, при этом закрывается сопло C_1 и открывается сопло C_2. Выходное давление $p_{вых}$ зависит от сигнала датчика $P_д$, диапазона дросселирования, который вводится дросселем сумматора *2*, сигнала рассогласования $P_з$ и времени изодрома $T_и$ (вводится дросселем изодрома *4*).

Погрешность прибора составляет не более ±1% от максимального значения давления, поступающего на вход. Расход воздуха 3 л/мин. Размеры прибора 196×130×121 мм.

Терморегулятор манометрический пневматический типа ТРП

Терморегулятор этого типа относится к нестравливающей системе и построен по принципу сравнения усилий. Терморегулятор имеет встроенное пневмореле *1* (рис. 153). Чувствительным элементом (датчиком) является манометрическая система с термобаллоном и сильфоном *2*, частично заполненными легкокипящей жидкостью. При повышении температуры давление пара в сильфоне возрастает, и усилие передается на главный рычаг *3*, который преодолевает усилие пружины *4* настройки и одновременно давит на шток *5* реле и его мембрану *6*.

При совпадении температуры с заданной система находится в равновесии и клапаны *7* и *8* реле закрыты. При изменении

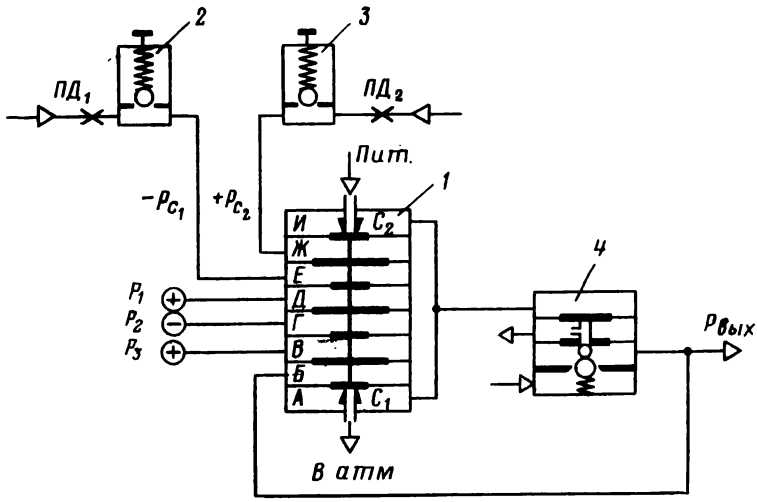


Рис. 151. Принципиальная схема прибора простейших алгебраических операций типа ПФ1.1

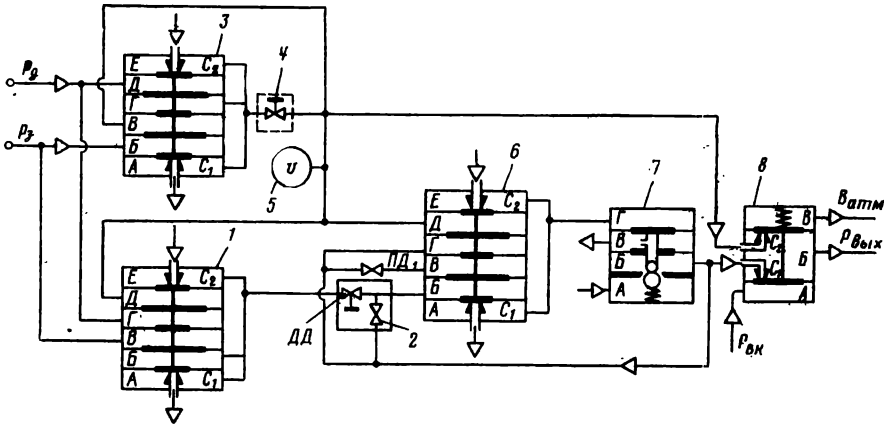


Рис. 152. Принципиальная схема пропорционально-интегрального регулятора типа ПРЗ-22

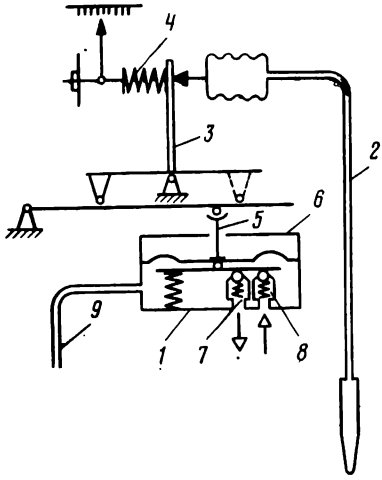


Рис. 153. Принципиальная схема терморегулятора ТРП

давления на шток *5* открывается один из клапанов, что вызывает изменение давления в камере реле *1* и в линии связи *9*, идущей к исполнительному механизму. При прямом регулировании, когда с повышением температуры давление на выходе увеличивается, неравномерность регулятора находится в пределах от 1,4 до 8° С, а при настройке на обратное действие — от 1,3 до 1,6° С. Давление на выходе составляет от 2,0 до 10,0 Н/см^2.

Размеры прибора 140×106×102 мм. Диаметр термобаллона 12 или 16 мм (в защитной гильзе). Длина баллона 229 или 232 мм. Длина капиллярной трубки 2,5 и 6 м. Выпускается девять модификаций прибора с диапазонами регулируемых температур от —5 до +120° С.

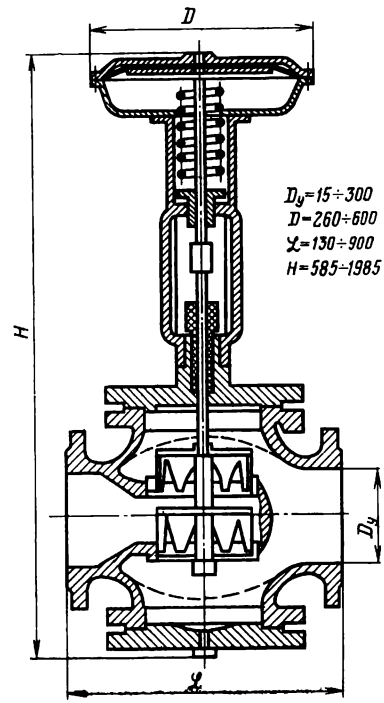


Рис. 154. Мембранный регулирующий клапан типа 25ч30нж для неагрессивных сред

Клапаны с мембранным пневмоприводом

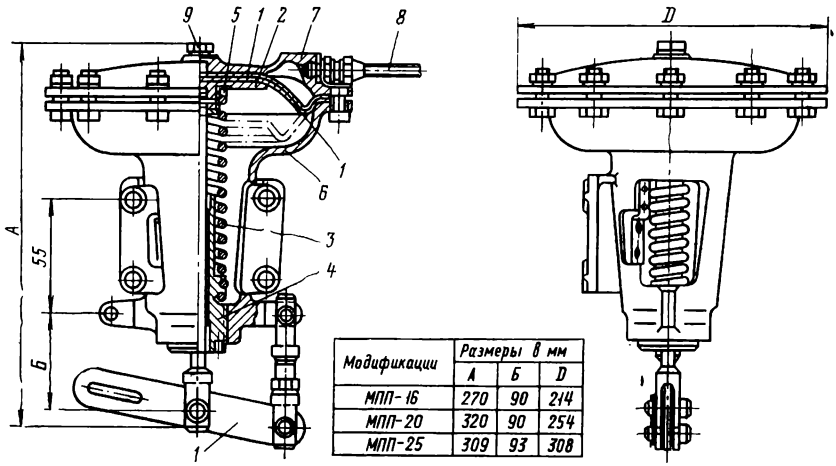
Мембранные пневмоприводы с возвратно-поступательным движением штока типа 25ч32нж (НЗ) или 25ч30нж (НО) конструктивно объединены с регулирующими органами — клапанами. В клапанах типа НО (нормально открыт) при отсутствии командного давления воздуха проходное сечение полностью открыто, а при повышении командного давления воздуха сечение уменьшается. В клапанах типа НЗ (нормально закрыт) при отсутствии командного давления воздуха проходное сечение закрыто, при повышении командного давления сечение увеличивается.

При падении давления воздуха на мембране шток с плунжером под действием пружины перемещается вверх. Клапаны предназначены для неагрессивных сред и выпускаются с диаметром условного прохода D_y от 15 до 300 мм.

На рис. 154 показан регулирующий клапан типа 25ч30нж (НО).

Мембранный исполнительный механизм типа МПП

Мембранный исполнительный механизм типа МПП имеет либо возвратно-поступательное, либо колебательное движение выходного звена. Исполнительные механизмы выпускают отрегулированными на получение полного хода (30 мм для толкающих и 105 мм для рычажных) при изменении командного давления от 1,0 до 10 Н/см². Расстояние от оси пневмопривода до плоскости крепления механизма равно 60 мм, толщина фланца 10 мм. Остальные габаритные и монтажные размеры мембранного испол-



Модификации	Размеры в мм		
	А	Б	D
МПП-16	270	90	214
МПП-20	320	90	254
МПП-25	309	93	308

Рис. 155. Мембранный исполнительный механизм типа МПП:

1 — резиновая мембрана; *2* — тарелка; *3* — пружина; *4* — шпиндель; *5* — колпачок; *6* — корпус; *7* — крышка; *8* — штуцер для подачи сжатого воздуха; *9* — пробка (под манометр).

нительного механизма типа МПП показаны на рис. 155. Пневмопривод МПП выпускают в трех модификациях — МПП-16, МПП-20 и МПП-25. Величина нагрузки, присоединяемой к штоку пневмопривода, не должна превышать 500 Н. Максимальные габаритные размеры пневмопривода $H=348$ мм, $Д=308$ мм ($B=103$ мм).

Байпасная панель дистанционного управления (БПДУ)

Панель применяется в системах пневматического регулирования для переключения пневматической линии регулятора и перевода на ручное управление исполнительными механизмами с пневмоприводом; работает в комплексе с пневматическим регулятором и мембранным исполнительным механизмом.

Панель питается сжатым воздухом с давлением 20—100 Н/см². Редуцируемое давление от 0 до 15 Н/см². Расход воздуха 0,6 м³/ч. Длина линии командного воздуха до 100 м. На рис. 156 показан общий вид прибора и схема переключений.

Положение рукоятки крана переключения может быть следующим:

I. Автоматическое регулирование.

II. Среднее положение, авторегулирование и ручное управление.

III. Ручное управление.

Рассмотрим принципиальные схемы автоматического регулирования систем кондиционирования воздуха и доувлажнения, применяемые на текстильных предприятиях. В рассмотренных ниже схемах температура и относительная влажность воздуха регулируются по характерным точкам, имеющим среднее значение параметра по регулируемой зоне. При этом датчик влажности управляет обычно работой байпаса, подачей воды к форсункам камеры орошения или системой доувлажнения.

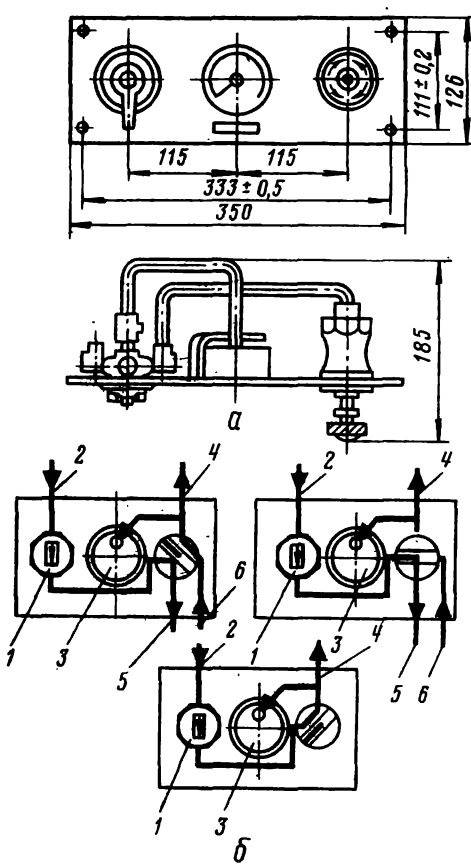


Рис. 156. Байпасная панель дистанционного управления (ВПДУ):

а — общий вид прибора; *б* — схема переключений; *1* — редуктор типа РДВ-1; *2* — питание сжатым воздухом; *3* — манометр; *4* — подача воздуха к исполнительному механизму; *5* — подача воздуха к регулирующему прибору; *6* — подача воздуха от регулирующего прибора к исполнительному механизму

Датчик температуры управляет работой второго подогрева или второй рециркуляции, а при наличии элементов количественного регулирования (гидромуфты, направляющего аппарата или электромагнитной муфты скольжения) регулирует производительность кондиционера.

Температура «точки росы» (за оросительной камерой кондиционера) поддерживается постоянной или за счет изменения в смеси количества наружного и рециркуляционного воздуха, поступающего в кондиционер (в холодный и переходный периоды года), или путем изменения пропорции холодной и обратной воды, которая подается к форсункам камеры орошения (в теплый период года).

Переключение по сезонам осуществляется вручную или автоматически в зависимости от температуры наружного воздуха. В схеме авторегулирования можно предусмотреть и автоматический переход кондиционера на работу по закрытому циклу в теплый период года, для чего в потоке наружного воздуха устанавливается

датчик, следящий за теплосодержанием $i_н$ (температурой смоченного термометра $t_м$).

Кроме автоматического регулирования, системы автоматики предусматривают ручное дистанционное управление с местных щитов или щита диспетчера и световую сигнализацию.

Обозначения основных величин и условные изображения приборов в приводимых схемах выполнены согласно ГОСТ 3925—59. Основные из них следующие:

Обозначения основных контролируемых и регулируемых величин:

Температура — *t*
Давление, разрежение — *p*
Расход или количество — *G*
Влажность — *m*
Положение, перемещение регулируемого органа — *S*

Обозначения некоторых функциональных признаков приборов и регуляторов:

Показывающий — *П*
Самопишущий — *С*
Усиливающий — *Ус*
Статический — *Ст*
Астатический — *Ас*
Изодромный — *Из*
Позиционный — *Пз*

Условные изображения измерительных и регулирующих (сигнализирующих) приборов:

Прибор измерительный

Прибор регулирующий (сигнализирующий)

Прибор измерительный и регулирующий (сигнализирующий) в одном корпусе

Над горизонтальной чертой внутри изображения (круга, квадрата) наносятся буквенные обозначения измеряемых и регулируемых величин, а под чертой — буквенные обозначения основных функций, выполняемых прибором.

Условные изображения видов передачи дистанционного воздействия:

Электрическая передача

Пневматическая

Гидравлическая

Прямоугольник должен примыкать к условному изображению приборов вертикально или горизонтально.

Условные изображения приемных устройств (датчиков):

Термометр расширения стеклянный

Термометр сопротивления

Термобаллон манометрического термометра

Термометр дилатометрический или биметаллический

Отборное устройство давления, уровня, состава газов и жидкостей

Приемное устройство влагомера

Условные изображения исполнительных и регулирующих органов:

Исполнительный механизм электромагнитный

Исполнительный механизм мембранный

Исполнительный механизм с электродвигателем

Привод ручной механический

Клапан регулирующий проходной

Клапан регулирующий трехходовой

Ключ или переключатель

Панель дистанционного управления для пневматического или гидравлического регулирования

4. Принципиальная схема автоматического регулирования кондиционера с электрической передачей командного импульса

Электрическая релейно-импульсная схема регулирования температуры и влажности воздуха в характерной точке цеха и регулирования температуры «точки росы» (температуры воздуха, выходящего из кондиционера $t_к$ при $\varphi_к = 95\%$) показана на рис. 157. Импульсное регулирование осуществляется через прерыватель тока типа *СИП-01*, установленный в трех контурах схемы. Темпе-

ратура воздуха в цехе регулируется, измеряется и регистрируется электронным мостом *МСР-03* с датчиком *ТСМ* (медный термометр сопротивления).

Датчик регулятора температуры *ТСМ* устанавливается в цехе и воздействует на исполнительный механизм типа $МЭО_2$, управляющий смесительными клапанами перед калорифером второго

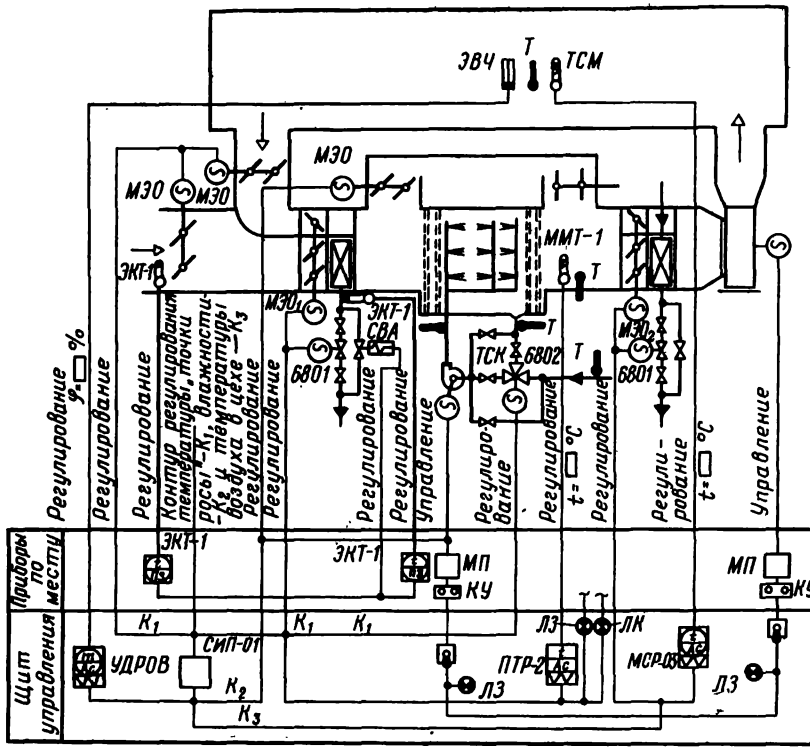


Рис. 157. Электрическая релейно-импульсная схема регулирования кондиционера

подогрева, и на регулирующий клапан с электрическим приводом типа *6801*, регулирующий подачу теплоносителя в калорифер.

Влажность воздуха в цехе регулируется, измеряется и регистрируется устройством *УДРОВ* с датчиком *ЭВЧ-01* или *ЭВЧ-02* в зависимости от диапазона регулирования (35—80 или 60—90%), установленным в цехе в зоне средних метеорологических параметров воздуха.

УДРОВ управляет исполнительным механизмом *МЭО*, связанным с клапанами байпаса и насосом камеры орошения.

Температура «точки росы» регулируется полупроводниковым регулятором *ПТР-2* с датчиком *ММТ-1* или *ММТ-4*, воздействующим в холодный и переходный периоды года на исполнительные меха-

низмы *МЭО*, связанные с клапанами наружного и рециркуляционного воздуха, а в летний период на двигатель трехходового смесительного клапана *6802*, регулирующего поступление холодной и рециркуляционной воды к форсункам камеры орошения.

В холодный период года (при температуре наружного воздуха ниже —5° С) этот же регулятор *ПТР-2* переключается на управление механизмом $МЭО_1$, связанным со смесительными клапанами перед калорифером первого подогрева и клапаном *6801*, регулирующим подачу теплоносителя в калорифер.

Манометрические электроконтактные термометры *ЭКТ-1*, связанные с запорным электромагнитным вентилем *СВА* типа 15кч881р, защищают калорифер первого подогрева от замораживания.

Кроме регулирования параметров, схема позволяет осуществить их контроль по месту (ртутные технические термометры *Т*), а также дистанционный контроль основных параметров (электронные мосты, сигнализаторы состояния) и управление исполнительными механизмами с помощью ключей управления.

5. Принципиальная схема контроля, сигнализации, управления и автоматического регулирования кондиционера с пневматической передачей импульса

В схеме, показанной на рис. 158, имеются два регулятора температуры воздуха; это позволяет поддерживать ее в рабочей зоне производственного помещения с точностью ±1° С, а также осуществлять косвенное регулирование относительной влажности воздуха в помещении методом поддержания температуры «точки росы» с точностью ± (5÷7%).

При использовании автоматических узлов доувлажнения относительная влажность воздуха регулируется с точностью ±3%. Основным ведущим регулятором температуры является регулятор «точки росы», датчик которого — термобаллон манометрического термометра $ТРП_1$ с пневматическим пропорциональным выходом — установлен за выходным сепаратором камеры орошения. Принципиальная схема терморегулятора ТРП показана на рис. 153. Пневматические импульсы, пропорциональные изменению температуры, подаются на изодромный (пропорционально-интегральный) регулятор системы «Старт» типа ПРЗ-22, который предназначен для получения непрерывного регулирующего воздействия на исполнительные механизмы. Так как расстояния от измерительного блока (датчика) до регулятора и от регулятора до исполнительного механизма значительны, давление с выхода регулятора *ПРЗ-22* усиливается. В холодный и переходный периоды года давление с выхода регулятора *ПРЗ-22* подается на прибор простейших алгебраических операций *ПФ1.1*, где удваивается, а затем поступает на усилитель мощности пневматического сигнала *ПП1.5*.

Таким образом, на исполнительные механизмы *МПП-20* поступает дважды усиленный пневматический сигнал, под действием

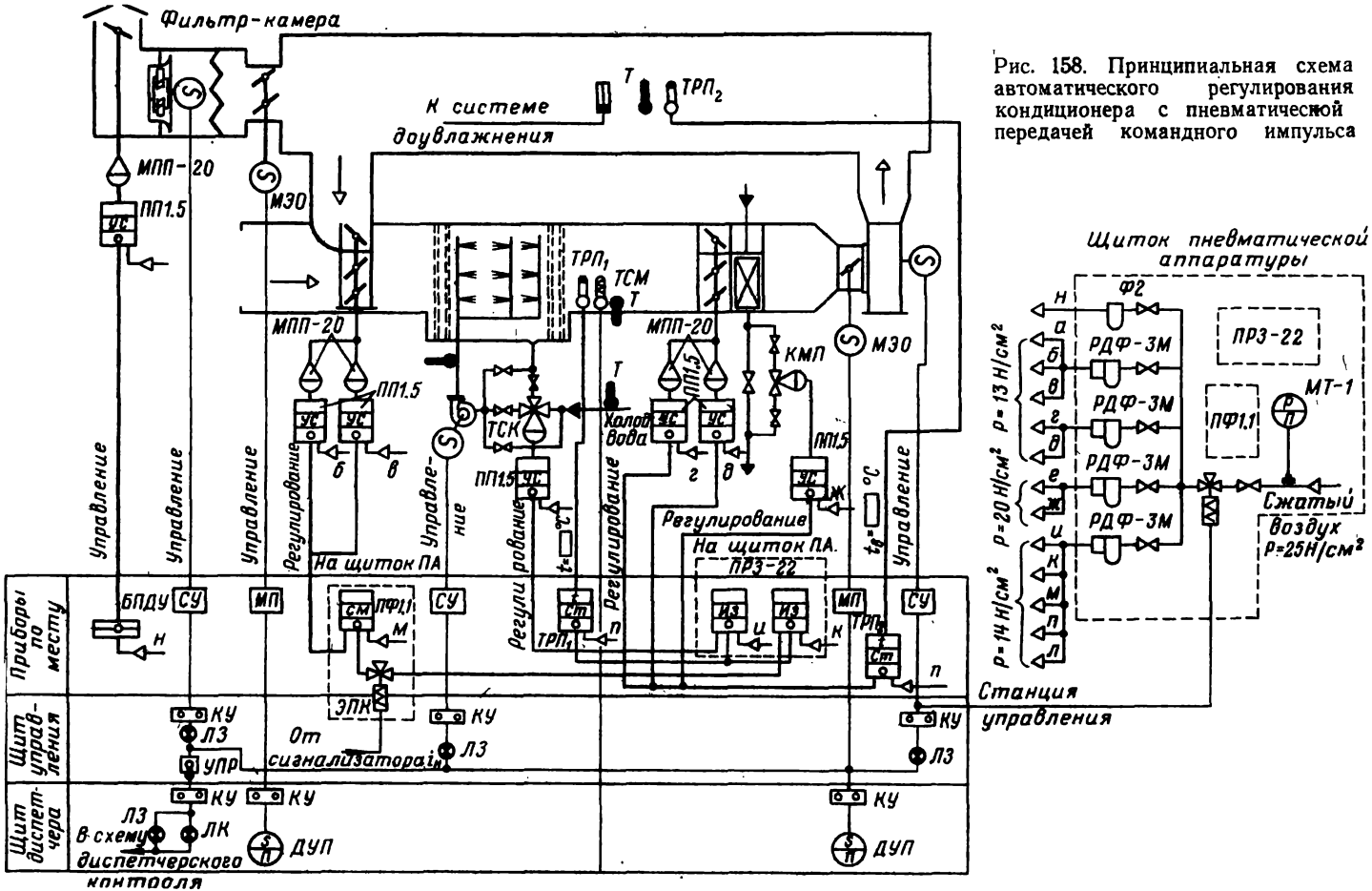


Рис. 158. Принципиальная схема автоматического регулирования кондиционера с пневматической передачей командного импульса

которого последние перемещают клапаны, изменяющие пропорцию наружного и рециркуляционного воздуха в смеси, поступающей в камеру орошения кондиционера.

Эти же исполнительные механизмы в теплый период года при достижении наружным воздухом теплосодержания $i_н > i_в$ переводят кондиционер на работу по закрытому циклу (с 90%-ной рециркуляцией). Эта операция осуществляется электропневматическим клапаном *ЭПК*, получающим сигналы от датчика, контролирующего теплосодержание наружного воздуха $i_н$. Клапан *ЭПК* перекрывает поступление сигналов с регулятора *ПРЗ-22* на прибор простейших алгебраических операций *ПФ1.1*, который, изменяя положение исполнительных механизмов, обеспечивает пропускание регулирующими клапанами санитарной нормы наружного воздуха. В теплый период года, когда в кондиционер поступает только наружный воздух, сигналы с выхода изодромного регулятора *ПРЗ-22*, пройдя пневмоусилитель *ПП1.5*, поступают на трехходовой смесительный клапан *ТСК* типа 6807, смешивающий в нужной пропорции рециркуляционную и холодную воду, которая подается к форсункам кондиционера.

Контроль за точностью поддержания температуры «точки росы» осуществляется электрическим термометром сопротивления с датчиком *ТСМ* в качестве первичного прибора и магнитоэлектрическим лагометром в качестве вторичного прибора, который записывает температуру выходящего из кондиционера воздуха.

Датчик второго регулятора температуры — термобаллон манометрического термометра $ТРП_2$ с пневматическим пропорциональным выходом — воздействует на исполнительные механизмы *МПП-20*, перемещающие смесительные клапаны перед калорифером второго подогрева, при помощи которого регулируется температура воздуха в цехе. Одновременно сигналы с манометрического регулятора $ТРП_2$ подаются на клапан *КМП* типа 25ч32нж с мембранным пневмоприводом. Клапан управляет подачей теплоносителя в калорифер. Так как давление на выходе терморегулятора *ТРП* меняется от 2,0 до 10,0 Н/см² и мощность сигнала может оказаться недостаточной для срабатывания исполнительных механизмов, последние снабжены пневмоусилителями *ПП1.5*, о которых говорилось выше.

Выброс воздуха из фильтр-камеры в атмосферу регулируется вручную с помощью байпасной панели дистанционного управления *БПДУ*. Дистанционное управление и контроль положения электрических исполнительных механизмов, управление электродвигателем вентиляторов и насоса в пояснении не нуждаются.

Контроль температуры по месту осуществляется жидкостными термометрами *Т*. Питание системы сжатым воздухом осуществляется от щитка пневматической аппаратуры, оно автоматически включается одновременно с пуском вентилятора кондиционера. Сжатый воздух очищается от пыли, масла и влаги на фильтрах-редукторах *РДФ-3М*, одновременно понижая давление до предусмотренного проектом.

6. Автоматическая установка доувлажнения воздуха типа «Туман»

Относительная влажность воздуха в помещении регулируется волосяным влагорегулятором двухпозиционного действия ВДК, который управляет работой двух электромагнитных вентилей СВМ, установленных на трубопроводах воды ($Д_у$=15 мм) и сжатого воздуха ($Д_у$=40 мм). Установка, схема которой показана на рис. 159, работает следующим образом. Если влажность воздуха

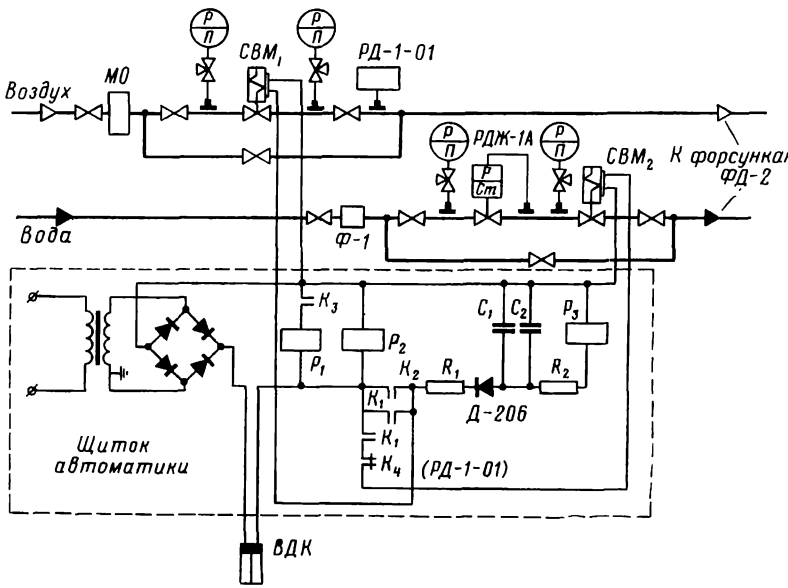


Рис. 159. Схема автоматической установки доувлажнения воздуха типа «Туман»

в цехе ниже заданной, влагорегулятор *ВДК*, к которому подается постоянный ток напряжением 24В, посылает импульс на реле P_2, которое замыкает свои контакты K_2, после чего питание подается на реле P_3 и вентиль $СВМ_1$, который открывается; в результате к форсункам подается сжатый воздух. Одновременно заряжаются конденсаторы C_1 и C_2. Когда конденсаторы зарядятся до напряжения питания, срабатывает реле P_3 и своими контактами K_3 подает питание на реле P_1. Реле P_1 имеет две пары нормально открытых контактов. При замыкании одна пара контактов K_1 шунтирует контакты K_2 реле P_2, а другая подает питание на вентиль $СВМ_2$, подающий воду к форсункам. Сопротивление R_1 и емкости конденсаторов C_1 и C_2 подобраны таким образом, что подача воды к форсункам происходит на 10—15 с позже, чем подача воздуха.

При достижении в цехе заданной влажности воздуха контакты влагорегулятора *ВДК* размыкаются, и с вентиля $СВМ_2$ и с реле P_2 и P_3 снимается питание. Подача воды к форсункам прекращается.

Реле P_2 отключается и разрывает свои контакты, однако питание на вентиль $СВМ_1$, подающий воздух к форсункам, продолжает подаваться, так как контакты K_1 реле P_1 остаются замкнутыми. Это достигается за счет того, что реле P_3 продолжает оставаться включенным в результате разряда через его обмотку конденсаторов C_1 и C_2. Когда конденсаторы разрядятся, реле P_3 отключится и, разомкнув свои контакты K_3, обесточит реле P_1; последнее отключается и снимает питание с вентиля $СВМ_1$.

Схема обеспечивает выдержку времени реле P_3 при отключении около одной минуты. За это время сжатый воздух успевает удалить излишки воды из системы.

Диод *Д-206* установлен для того, чтобы конденсаторы C_1 и C_2 не разряжались через реле P_2. В установке предусмотрена аварийная защита системы при исчезновении давления в линии сжатого воздуха или падении его ниже установленной величины (ниже 11 Н/см²). Защита выполнена с помощью реле давления *РД-1-01*, установленного за вентилем $СВМ_1$. Реле отключает подачу воды к форсункам. Вода к форсункам поступает от водопровода питьевой воды и после регулятора *РДЖ-1А* на уровне установки форсунок должна иметь давление $\sim$2,0 Н/см².

Действие регулятора *РДЖ-1А* основано на уравновешивании противоположно направленных сил упругой деформации пружины и давления воды в подмембранной полости.

При колебаниях входного давления, составляющих ±25%, регулятор поддерживает давление воды на выходе с точностью ±2%.

Сжатый воздух поступает от компрессора с давлением от 20 до 60 Н/см², очищается от воды и масла и подается к форсункам. Комплект приборов для доувлажнительной установки «Туман» разработан орловским СКБ «Прибор» по техническому заданию ГПИ-1 и ЦНИХБИ.

7. Автоматическое регулирование доувлажнительной установки с питанием форсунок водой непосредственно от сети

Система доувлажнения с питанием водой непосредственно от сети предложена ИвНИИОТ для случаев, когда давление воды в системе недостаточно для подачи ее в питающий бачок, находящийся под избыточным давлением. Для подачи воды в этом случае служит мембранный бессальниковый клапан с электромагнитным управлением типа ЭПРД, одновременно выполняющий роль регулятора давления «после себя» и являющийся исполнительным механизмом в схеме регулирования влажности воздуха.

Схема автоматического регулирования доувлажнительной установки, показанная на рис. 160, состоит из трубопроводов воды и сжатого воздуха, форсунок, регулятора давления *ЭПРД*, фильтра *Ф-2* и системы автоматики. Сжатый воздух, очищенный от масла и пыли, подается к форсункам, а также через дополнительный фильтр *Ф-2* в верхнюю часть электропневматического регулятора давления *ЭПРД* (рис. 161). Вода от водопровода поступает в ниж-

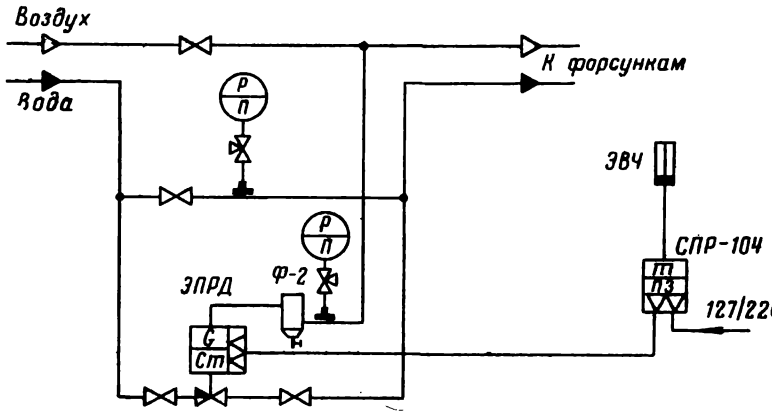


Рис. 160. Схема автоматического регулирования доувлажнительной установки с питанием форсунок непосредственно от сети

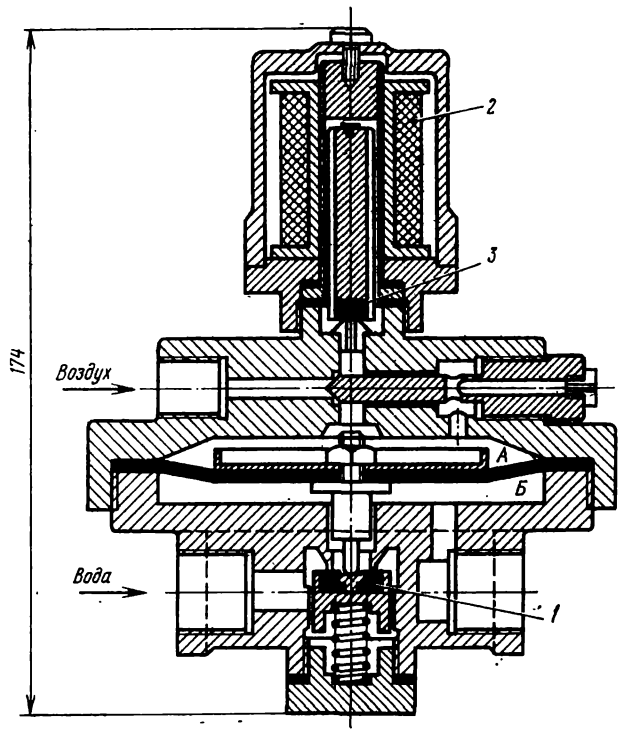


Рис. 161. Электропневматический регулятор давления ЭПРД для систем доувлажнения

нюю часть регулятора давления и может попасть к доувлажнительным форсункам только при наличии давления в верхней части регулятора, достаточного для открывания клапана для подачи воды через редуктор.

При равенстве давлений сжатого воздуха (над мембраной) и воды (под мембраной) открывание клапана *1*, пропускающего воду к форсункам, прекращается. Таким образом, за клапаном и у форсунок поддерживается постоянное давление воды с очень небольшими колебаниями, не превышающее давление сжатого воздуха. При понижении давления сжатого воздуха клапан регулятора освобождается и сокращает поступление воды к форсункам.

При прекращении подачи сжатого воздуха полностью прекращается и подача воды к форсункам. В схему регулирования системы доувлажнения (рис. 160), помимо *ЭПРД*, входит датчик влажности *ЭВЧ* с регулятором *СПР-104*. Датчик регулятора устанавливается в характерной точке цеха. При влажности воздуха выше заданной регулятор *СПР-104* подает командный импульс на катушку *2* регулятора *ЭПРД* (см. рис. 161), вспомогательный клапан *3* открывается, и пространство над мембраной сообщается с атмосферой. Давление воздуха в этом пространстве падает, клапан *1* прикрывается и сокращает доступ воды к форсункам.

При влажности воздуха ниже заданной регулятор СПР-104 снимает питание с катушки *2* регулятора ЭПРД, давление над мембраной клапана начинает повышаться. Клапан *1* открывается, и форсунки снова начинают работать.

Регулятор ЭПРД монтируется на любой доступной для обслуживания высоте, но обязательно ниже уровня факела форсунок. Этой высотой определяется давление воздуха над мембраной, которое обычно не превышает 2—3 Н/см^2. Контроль давления осуществляется манометром на водяной линии после клапана.

Давление сжатого воздуха, подаваемого к форсункам, не должно превышать 10—11 Н/см^2 (1,0—1,1 ати).

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ

УСТРОЙСТВО И ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ, УВЛАЖНЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА ТЕКСТИЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ, ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ РАЗЛИЧНЫЕ ВОЛОКНА

Глава I

ХЛОПЧАТОБУМАЖНЫЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

Имеется большое количество научно-исследовательских работ, проведенных ВНИИОТ в г. Иванове, ГПИ-1, ЦНИХБИ, Московским, Ивановским и Ленинградским текстильными институтами,

Таблица 25

Метеорологические условия в рабочей зоне помещений

Отделы или помещения	Периоды года			
	холодный и переходный		теплый	
	Температура в °С	Относительная влажность в %	Температура в °С	Относительная влажность в %
Сортировочно-разрыхлительный	20—22	45—55	24—27	45—55
Трепальный	20—22	45—55	24—27	45—55
Угарный	20—22	45—55	24—27	45—55
Чесальный и вязально-прошивной для изготовления нетканых материалов	22—26	55—50	24—27	55—50
Чесально-ленточно-ровничный	22—26	55—50	24—27	55—50
Гребнечесальный	24—26	65—60	24—26	65—60
Ленточно-ровничный	22—24	60—55	24—26	60—55
Прядильный	24—26	55—50	25—27	55—50
Крутильный, тростильный, мотальный	24—26	65—60	24—26	65—60
Мотально-сновальный	20—24	70—65	23—25	70—65
Ткацкие:				
для кареточных станков	20—24	70—65	23—25	70—65
для жаккардовых »	20—26	65—60	24—26	65—60
Склад пряжи	20—23	75—70	22—24	75—70
Уточный	20—22	75—70	22—23	75—70
Проборный	20—22	65—60	23—26	65—60
Приемно-контрольный	20—22	65—60	23—26	65—60
Лаборатория испытания текстильных материалов	20—22	65—60	20—22	65—60
Шлихтовальный				
Отделы и помещения отделочного производства	По данным табл. 2 и 3			

Примечания: 1. Приведенные в табл. 25 верхние пределы влажности рекомендуется сочетать с нижними пределами температуры.

2. Приведенные в таблице внутренние параметры относятся к местностям с расчетной температурой для теплого периода года (параметры *А*) до +25° С. В местностях с расчетной температурой для теплого периода года выше +25° С внутреннюю температуру можно принять более высокой в соответствии с данными табл. 3.

посвященных вопросам теории и устройства вентиляционных установок и устройств для кондиционирования воздуха на хлопчатобумажных предприятиях. Теоретический и экспериментальный материал данных работ позволяет правильно решать вопросы проектирования и монтажа этих установок на фабриках.

В табл. 25 приведены рекомендуемые метеорологические условия в рабочей зоне помещений (по данным ГПИ-1, разработанным главными специалистами В. И. Мошкиным и К. Н. Раттэлем).

Количество пыли, содержащейся в воздухе различных отделов хлопчатобумажных фабрик, колеблется в широких пределах и зависит от способа обработки волокна, герметичности машин, сорта и засоренности хлопка.

Рассмотрим особенности устройств вентиляции в наиболее характерных отделах хлопчатобумажных фабрик.

1. Прядильные фабрики

Сортировочные, трепальные и угарные отделы

Работа разрыхлительных и трепальных машин на хлопчатобумажных предприятиях основана на механическом воздействии на хлопок игольчатых решеток, разрыхлительных валиков, быстровращающихся барабанов, бил и трепал. В большинстве машин сортировочного и трепального отделов разрыхленная масса хлопка перемещается между органами машин за счет воздушной тяги, которая создается вентиляторами, встроенными в конструкции машин. Образование нормального и равномерного по толщине холста может происходить только при создании соответствующего вакуума в сетчатых барабанах, т. е. при определенном отсосе воздуха.

Следовательно, разрыхлительные и трепальные машины работают нормально лишь при определенном воздушном режиме.

В последние годы на хлопчатобумажных предприятиях широко применяют пневматическую транспортировку хлопка из сортировочного отдела в лабазы и трепальный отдел. Использование этого вида транспорта связано с определенным расходом воздуха. Кроме того, в этих отделах необходим расход воздуха на пылесосс от автопитателей, головных питателей и пыльных волчков, который удаляет пыльный воздух от источников образования пыли и тем способствует снижению запыленности воздуха в рабочем помещении.

Вследствие значительных отсосов воздуха машинами и пневматическим транспортом в помещении сортировочного и трепального отделов создается сильный вакуум. Количество отсасываемого воздуха из помещения трепального отдела нередко достигает десятков тысяч кубических метров в час, что по объему равно 15—20 объемам помещения отдела. При отсутствии организованной компенсации воздуха сильный вакуум создает в помещении резкие токи воздуха через двери и неплотности окон, что может привести к простудным заболеваниям рабочих.

Мощный поток воздуха, движущийся с большой скоростью в проходе из чесального отдела в трепальный, вызывает образование рвани холстов при их транспортировке с трепальных машин на чесальные.

По опытным данным, при расчетах применяют следующую величину отсоса воздуха в м³/ч на 1 машину:

I. Сортировочный отдел

Питатели-смесители ПС-2, ПСБ-2, ПСИ, ПСД	800
Угарные питатели ПУ-2, ПУ-Д . . .	800
Головные питатели ПГ-5, ПГ-6, ПГИ	800
Головной питатель ПГ-1К со встроенным в машину конденсором	5000
Горизонтальный разрыхлитель ГР-6, ГР-7 (в машины встроен вентилятор)	3500

II. Трепальный отдел

Трепальные машины:	
Т-16 .	7500
ТБ .	5000
Т2-И	5000
ТБ-2	2500

Расход воздуха определяется из расчета 2500 м³/ч на один встроенный в трепальную машину вентилятор.

III. Угарный отдел

Вертикальный разрыхлитель с решеткой ВРМ-1	2500
Очистительная машина МОУ-3	4000
Щипальная машина с пильчатыми валиками ШПВ	2000
Угароочищающая машина ЧУ:	
удаление воздуха встроенными вентиляторами .	10800
» » пневмотранспортом от шнеков .	3000

IV. Подсобно-производственные помещения

Автоматический станок для точки шляпок чесальных машин АТШ-1М	1200
Станок для чистки игольчатых шляпок чесальных машин СЧИШ-1	1000

В воздушном балансе помещений, в которых установлены конденсоры, следует также учитывать расход воздуха на подсосы в конденсоры. Подсос воздуха в конденсорах КБ-2, КБ-3 через неплотности по данным ГПИ-3 составляет

$$L_{\text{п}} = 1200 + 21\sqrt{\Delta p_{\text{вс}}},$$

где $L_{\text{п}}$ — объем воздуха, подсасываемого в конденсор, в м³/ч;

$\Delta p_{\text{вс}}$ — потеря давления во всасывающей линии пневмотранспорта до конденсора в Н/м².

По исследованиям ВНИИОТ воздух, удаляемый от питателей, содержит пыль в количестве до 50 мг/м³, от горизонтальных разрыхлителей — до 200 мг/м³, от конденсоров и трепальных машин — до 100 мг/м³. В этой пыли находится от 70 до 90% органических, в основном волокнистых веществ.

На новостройках и реконструированных старых фабриках в сортировочных и трепальных отделах вентиляция и очистка воздуха от пыли осуществляются следующим образом.

Вакуум в летнее время восполняется за счет наружного воздуха, подаваемого после предварительной обработки в увлажнительных камерах. Подачу приточного воздуха в летнее время целесообразно делать активной через воздуховоды с щелевидными отверстиями, с экранами и лопатками, направляющими приточные струи в рабочую зону. В зимнее время активную подачу воздуха можно переключить на пассивную, установив лопатки в горизонтальное положение.

В зимнее время восполнить вакуум в помещении за счет наружного воздуха невозможно вследствие расхода большого количества тепла на нагрев наружного воздуха. В этом случае вакуум можно восполнить путем возврата воздуха, удаляемого от машин после его очистки в фильтрах ФТ-2. Частичное восполнение вакуума может происходить за счет поступления воздуха из соседних чесальных, ровничных и прядильных залов. При рециркуляции обычно подают наружный подогретый воздух в размере до 20% от общего количества подаваемого воздуха.

Согласно требованиям СНиП предельная концентрация пыли в воздухе, возвращаемом после фильтров, должна быть не выше 30% от предельно допустимой концентрации пыли для данного цеха. Для сортировочного и трепального отделов эта концентрация будет составлять $0{,}3 \cdot 4 = 1{,}2$ мг/м^3, а остаточная запыленность воздуха после фильтров ФТ-2 равна 0,5 мг/м^3. Следовательно, эффективность очистки воздуха от пыли в фильтрах ФТ-2 достаточна для возврата очищенного воздуха в сортировочный и трепальный цехи.

Таким образом, установка фильтров ФТ-2 в трепальных отделах позволяет осуществить возврат воздуха в цех или под машины в объеме до 80% от общего количества и тем резко сократить затраты на устройство и эксплуатацию приточной вентиляции, а также устранить сквозняки в цехе в зимнее время. Фильтры ФТ-2 размещают в специальных фильтр-камерах, представляющих собой изолированные помещения со стенами из несгораемого материала. Фильтр-камеры можно расположить как на уровне этажа, так и в подвале. При размещении в подвале они должны иметь самостоятельные выходы наружу.

На старых фабриках воздух в сортировочных и трепальных отделах обычно очищался в сетчатых зигзагообразных фильтрах, установленных в пыльных подвалах. Пыльные подвалы строились из расчета подачи 11—22 м^3/ч отсасываемого от машин воздуха на 1 м^3 подвала, в связи с чем они занимали большую кубатуру — от 35 до 50% от кубатуры трепального цеха. Эффективность очистки воздуха от пыли в подвалах недостаточна: остаточная запыленность составляет 8—10 мг/м^3, вследствие чего при рециркуляции воздуха необходима его дополнительная очистка. Пыльные подвалы к тому же весьма опасны в пожарном отношении.

Достоинством пыльных подвалов является их небольшое сопротивление, обычно не превышающее 10 Н/м².

Ниже приведен *принцип расчета вентиляционных установок в сортировочно-разрыхлительных, трепальных и угарных отделах.* Расчет начинают с составления воздушного баланса. Воздухообмен в этих отделах целиком определяется расходом воздуха на отсосы, включая технологические и пылевые, а также расходом воздуха на пневматическую транспортировку хлопка. После составления воздушного баланса необходимо составить тепловой баланс, т. е. учесть тепловыделения машин, людей и солнечной радиации, а также определить теплопотери через ограждения здания, происходящие в зимнее время.

При учете тепловыделений машинами следует иметь в виду, что не все тепло от машин выделяется в рабочую зону: бóльшая часть его вместе с воздухом отсасывается вентиляторами машин и через пыльную башню удаляется наружу.

На основе практических данных установлено, что в сортировочно-разрыхлительных отделах в рабочую зону выделяется 40% тепла, а в трепальных и угарных отделах — 30% тепла от общего количества, выделяемого машинами.

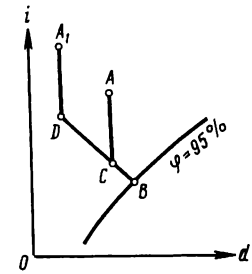


Рис. 162. Схема процесса кондиционирования воздуха в летнее время в цехах с малыми теплопоступлениями

Зная сумму тепловыделений ΣQ и производительность вентиляции $L_м$, найдем приращение тепла на 1 кг приточного воздуха [см. формулу (52)]:

$$\Delta i_{зала} = \frac{|\Sigma Q}{L_м K_э} \text{ кДж/кг.}$$

Переходим к построению процесса на i—d-диаграмме для летнего времени. Пусть точка D (рис. 162) характеризует состояние наружного воздуха. Если воздух перед поступлением в зал проходит через камеру и обрабатывается в ней водой, то процесс физического изменения состояния воздуха в камере пойдет по линии DB. Выбираем на диаграмме точку A с таким расчетом, чтобы ее параметры удовлетворяли нормативам, приведенным в табл. 25, и чтобы ее расстояние по вертикали от линии DB соответствовало отрезку $CA = \Delta i_{зала} m_i$ (где m_i — масштаб диаграммы по теплосодержанию).

Для регулирования параметров воздуха по выходе его из камеры и, следовательно, в зале увлажнительные камеры снабжают обводными каналами, что позволяет часть воздуха пропускать через водяную завесу и увлажнять до 95%, а часть его направлять через обводный канал, минуя водяную завесу. После перемешивания в вентиляторе воздух получает нужные параметры.

Применяя правило смешения воздуха, по i—d-диаграмме получим:

$\frac{BC}{DB}100$ — процентное содержание воздуха, пропускаемого через обводный канал;

$\frac{DC}{DB}100$ — процентное содержание воздуха, проходящего через водяную завесу.

Если воздух в цех поступает без обработки, например через открытые окна или фрамуги, то процесс поглощения тепла в зале изобразится отрезком $DA_1=\Delta i_{зала}m_i$ и воздух в зале будет иметь параметры, характеризуемые точкой A_1.

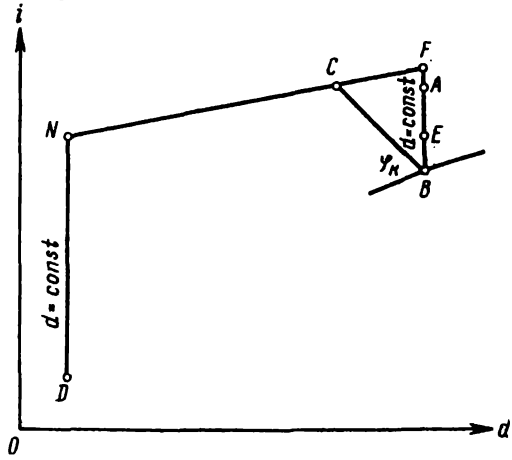


Рис. 163. Схема процесса кондиционирования воздуха в зимнее время в цехах с малыми теплопоступлениями

Рассмотрим, как изобразится на $i-d$-диаграмме процесс вентиляции в сортировочных и трепальных отделах в зимнее время.

По данным табл. 25 выбираем значения $t_в$ и $\varphi_в$, характеризующие состояние воздуха в зале (точка A, рис. 163); этот воздух, пройдя через вентиляторы в машинах, нагревается как показали испытания, на 2—2,5° С и принимает состояние F. Наружный воздух состояния D нагревается в калориферах до 12—15° С (точка N), после чего он смешивается с воздухом состояния F, возвращаемым из фильтров.

Линия FN характеризует смесь наружного подогретого воздуха с воздухом, поступающим в камеру из фильтров. На линии FN находим точку C, удовлетворяющую санитарным нормам по наружному воздуху. Процесс увлажнения воздуха в камере пойдет по линии CB, причем точка B будет характеризовать состояние воздуха по выходе из увлажнительной камеры.

Приращение теплосодержания воздуха в зале определится из выражения

$$\Delta i_{зала}=\frac{\Sigma Q_{выд}-\Sigma Q_{пот}}{L_м K_э},$$

где $\Sigma Q_{пот}$ — сумма теплопотерь ограждениями здания данного цеха;

$\Sigma Q_{выд}$ — сумма тепловыделений.

Отложив от точки B отрезок $BE=\Delta i_{зала}m_i$, найдем точку E, характеризующую состояние воздуха, подогретого за счет остаточного тепла в зале. Так как эта величина обычно бывает невелика,

приходится делать второй подогрев, включая отопление в зале. Этот процесс изобразится на i—d-диаграмме отрезком EA.

Величина первого подогрева в данных условиях равна

$$Q_1 = \frac{ND}{m_l} L_н \text{ кДж/ч},$$

где $L_н$ — количество наружного воздуха в кг/ч.

Величина второго подогрева

$$Q_2 = \frac{AE}{m_l} L_м \text{ кДж/ч},$$

где $L_м$ — общее количество воздуха в кг/ч.

Чесальные отделы

В чесальных отделах имеются две вредности — пыль и избыточное тепло.

На характер пыления чесальных машин существенно влияет вид применяемой гарнитуры. Чесальные машины на хлопчатобумажных фабриках оснащены двумя видами лент: эластичной игольчатой и цельнометаллической пильчатой (ЦМПЛ). ЦМПЛ в технологическом отношении имеет значительные преимущества по сравнению с игольчатой лентой.

В связи с массовым внедрением ЦМПЛ в 1951 г. ВНИИОТ (авторы Н. С. Сорокин и А. И. Вялова) провел научно-исследовательскую работу по сравнительному изучению пыления на чесальных машинах, оснащенных игольчатой лентой и ЦМПЛ, а также по разработке наиболее рационального типа вентиляции в чесальных отделах.

При оборудовании чесальных машин игольчатой лентой чистка ленты проводится через 1,5—2,0 ч работы машины, так как между часто расположенными иглами накапливается значительное количество пыли. Таким образом, при использовании игольчатой ленты пыление машин в зале весьма неравномерно; при нормальной работе машин пыль задерживается между иглами, а в моменты чистки ленты запыленность воздуха резко увеличивается.

При использовании ЦМПЛ характер пыления существенно изменяется. В этом случае пыль между зубьями ленты скапливается в незначительных количествах, поэтому чистка ленты производится один раз в смену (иногда реже) и при этом выделяется меньше пыли.

По данным ВНИИОТ, запыленность воздуха в чесальном отделе Ивановского меланжевого комбината в моменты очесывания игольчатой ленты составила над очесывающим валиком в среднем 203,7 мг/м^3 и в рабочей зоне 6,4 мг/м^3, а пильчатой ленты соответственно 78,75 и 3,4 мг/м^3.

Наблюдения за запыленностью воздуха при нормальной работе чесальных машин, т. е. в периоды между очесываниями, показали, что у чесальных машин, оснащенных ЦМПЛ, пылевыделение над съемным барабаном значительно больше по сравнению с пылевыделением машин, оснащенных игольчатой лентой. Если при работе машин, оснащенных игольчатой лентой, по испытаниям на том же комбинате запыленность воздуха над съемным барабаном составляла в среднем 10,1 мг/м³, то при оснащении машин пильчатой лентой содержание пыли в воздухе увеличилось до 14,8 мг/м³. Пылесодержание в рабочей зоне составило в среднем для машин с игольчатой лентой 5,6 мг/м³, а для машин с ЦМПЛ — 4,8 мг/м³ (т. е. даже несколько уменьшилось). Это объясняется тем, что с поверхности ЦМПЛ выделяется более крупная пыль, значительная часть которой осаждается на поверхности машин, не достигнув рабочей зоны.

Микроскопический анализ пыли, осаждающейся на поверхности машин, проведенный работниками ВНИИОТ, полностью подтвердил этот вывод.

Следовательно, с применением ЦМПЛ запыленность воздуха в рабочей зоне чесальных отделов не возрастает; в то же время значительно увеличивается загрязненность поверхности машин осаждающейся крупной пылью, что приводит к необходимости устройства пневматической уборки пыли.

Наблюдения над зональным распределением пыли по высоте помещения, проведенные ВНИИОТ, показали, что мелкая волокнистая пыль стремится подняться в верхнюю часть помещения. Этому в значительной степени способствуют конвективные потоки воздуха, образующиеся в помещении в результате тепловыделений от машин. Весовые анализы показали значительный рост запыленности воздуха по высоте помещения. Это предопределяет способ удаления запыленного воздуха из помещения.

Мелкая волокнистая пыль стремится подняться в верхнюю зону помещения, поэтому удаление воздуха из помещения должно быть верхним.

На величину запыленности воздуха на рабочих местах существенное влияние оказывает способ подачи приточного воздуха. В чесальных отделах, как следует из опытов ВНИИОТ, целесообразно устраивать активную подачу воздуха в виде струй, выходящих из щелевидных отверстий или специальных насадок и направляющихся по кратчайшему пути в рабочую зону. Так, по испытаниям ВНИИОТ на Ивановском меланжевом комбинате запыленность воздуха на рабочих местах (в проходах между чесальными машинами) в зоне действия струй составила в среднем 3,25 мг/м³, а при выключении притока — 7,05 мг/м³.

Ленточно-ровничные отделы

Устройства для притока и удаления отработанного воздуха в ленточно-ровничных отделах выполняются так же, как и в чесальных отделах.

На хлопчатобумажных фабриках чесальные и ровничные машины часто расположены в одном зале. Принцип устройства воздухообмена в этих залах остается таким же, что и в чесальных отделах. Существует довольно распространенное мнение, что в ровничных и чесальных отделах приток воздуха следует делать только в менее запыленной зоне — зоне расположения ровничных и ленточных машин. Однако рационально осуществленный приток воздуха в зоне чесальных машин создает весьма существенный эффект по снижению его запыленности. Вследствие этого автор считает, что подачу приточного воздуха в ровнично-чесальных отделах следует применять как в зоне ровничных и ленточных машин, так и в зоне чесальных машин.

При устройстве вентиляции нельзя допускать, чтобы струи приточного воздуха попадали на съемную гребенку чесальных машин, где происходит образование легкой ватки, которая под действием потока воздуха может порваться.

На современных гребнечесальных машинах применяют системы пневматической транспортировки отходов от этих машин, что значительно оздоровляет условия труда и повышает культуру производства.

Прядильные отделы

Прядильные отделы принадлежат к числу наиболее энергоемких и теплоуплотненных цехов хлопчатобумажных фабрик. Работа машин с повышенным числом оборотов веретен, применение мычкоуловителей и пухообдувателей вызвали дальнейшее увеличение количества потребляемой энергии и, следовательно, теплопоступлений в прядильных залах.

В настоящее время теплоуплотненность в прядильных залах составляет 120—150 кДж/ч·м^3 и выше. Естественно, что и мощность установок для кондиционирования воздуха в этих отделах значительно выше, чем в других отделах фабрик.

Воздухообмен в прядильных залах наиболее эффективен при активной подаче приточного воздуха в проходы между машинами. На рис. 164 показан общий вид прядильного зала с устройством для активной подачи воздуха, состоящим из приточных каналов *1* и щелевидных отверстий *2*, из которых приточный воздух подается вниз в рабочую зону.

При активной подаче воздуха в рабочей зоне создается значительная подвижность воздуха. В прядильных отделах, как показали производственные наблюдения, в проходах между машинами на высоте 1,5—2,0 м от пола можно повышать скорость воздуха до 0,7—1,0 м/с. Такая подвижность воздуха благоприятна для самочувствия людей при тех повышенных температурах, какие создаются в прядильных залах. Многочисленные технологические

наблюдения показали, что указанная подвижность воздуха не влияет на увеличение обрывности в прядильных отделах. Это можно объяснить тем, что в зоне вытяжного прибора прядильных машин скорость воздуха снижается до 0,2—0,3 м/с.

Отработанный воздух из залов летом удаляется через открытые фрамуги в окнах, а зимой — через рециркуляционные отверстия в камерах. Следовательно, воздух из прядильных залов удаляется методом его выдавливания из помещения за счет избыточного давления, создаваемого приточной вентиляцией. Однако при больших воздухообменах порядка 15—20 объемов за час, происходящих

Рис. 164. Общий вид прядильного зала с устройством для активной подачи воздуха

в современных условиях работы, у машин, расположенных вблизи рециркуляционных отверстий камер, могут создаваться токи воздуха с большими скоростями. Поэтому при больших воздухообменах, а также в безоконных фабриках целесообразно воздух удалять рассредоточенно при помощи специальных вентиляционных устройств с вытяжными отверстиями для удаления отработанного воздуха. Эти устройства должны располагаться по всей площади цеха.

Рассмотрим численный пример расчета установки для кондиционирования воздуха в прядильном зале.

Пример. Определить производительность установки кондиционирования воздуха для прядильного зала при расчетных параметрах Б наружного воздуха с учетом следующих данных. В рабочем зале установлено 100 прядильных машин, установленная (номинальная) мощность $N_{уст}$ электродвигателей которых, включая электродвигатели мычкоуловителей и пухообдувателей, равна 1200 кВт. Коэффициент спроса электроэнергии $k_{спр}=0{,}9$. Внутренний объем цеха 15 000 м³; с южной и северной сторон расположено по 15 окон размером 5,5×4,0 м. В зале одновременно работают 80 человек. Место строительства фабрики — г. Херсон.

Находим сначала сумму теплопоступлений в зал, пользуясь данными главы IV.

Теплопоступления от машин согласно выражению (35) составят

$$Q_1 = N_{\text{уст}} \cdot 3600\, k_{\text{спр}} \cdot k_{\text{в}} = 1200 \cdot 3600 \cdot 0{,}9 = 3\,880\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Коэффициент выделения тепла $k_{\text{в}}$ по предыдущему принимаем равным единице.

Теплопоступления от людей находим из выражения (37), относя труд прядильщиц к категории работ средней тяжести:

$$Q_2 = 800n = 800 \cdot 80 = 64\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Теплопоступления от солнечной радиации учитываем только с южной стороны, так как другие поверхности здания в 13 ч солнцем не облучаются.

Поверхность окон с южной стороны

$$F = 5{,}5 \cdot 4 \cdot 15 = 330 \text{ м}^2.$$

Пользуясь данными табл. 9 и принимая во внимание, что г. Херсон находится на географической широте 56°, согласно выражеиию (40), находим величину теплопоступлений от солнечной радиации

$$Q_3 = F_{\text{ост}} q_{\text{ост}} A_{\text{ост}} = 330 \cdot 500 \cdot 0{,}6 = 99000 \text{ кДж/ч}.$$

Теплопоступления от солнечной радиации через стены не учитывают ввиду их незначительности.

Сумма теплопоступлений от всех источников будет равна

$$\Sigma Q = 3\,880\,000 + 64\,000 + 99\,000 = 4\,043\,000 \text{ кДж/ч}.$$

По данным табл. III (см. приложение) выбираем расчетные параметры Б наружного воздуха для г. Херсона: $t_{\text{н}} = 34{,}5°$ С, $i_{\text{н}} = 60$ кДж/кг. Переходим к выбору внутренних параметров воздуха, руководствуясь данными табл. 3 и 25. Так как наружная температура воздуха для г. Херсона по наружным параметрам A составляет 29° С (т. е. выше 25° С), то внутреннюю температуру (по данным табл. 3) увеличиваем на 2° С по отношению к температуре, приведенной в табл. 25. Итак, по данным табл. 25 и 3 принимаем внутренние параметры равными $t = 29°$ С при $\varphi = 55\%$.

Для создания дополнительной ионизации воздуха, сокращения производительности установки кондиционирования воздуха и экономии в расходе холода целесообразно в зале установить систему доувлажнения.

Построим теперь схему процесса кондиционирования воздуха на i—d-диаграмме для летнего времени, используя материалы главы VII. По наружным параметрам $t_{\text{н}} = 34{,}5°$ С и $i_{\text{н}} = 60$ кДж/кг находим точку D_1 (см. i—d-диаграмму II приложения), а по внутренним параметрам $t_{\text{в}} = 29°$ С и $\varphi_{\text{в}} = 55\%$ находим точку A_1. Исходя из этих параметров и принимая приращение влагосодержания в зале равным $\Delta d_{\text{зала}} = 1$ *г/кг*, получим изображение процесса в виде ломаной линии $D_1 B_1 E_1 A_1$.

Количество воздуха, которое необходимо подавать в зал, определим по формуле (52 б)

$$L_{\text{м}} = \frac{\Sigma Q}{(\Delta i_{\text{зала}} - \Delta i_{\text{вен}})\, K_{\text{э}}} = \frac{\Sigma Q}{(i_{\text{в}} - i_{\text{к}} - \Delta i_{\text{вен}})\, K_{\text{э}}} =$$

$$= \frac{4\,043\,000}{(66{,}0 - 52{,}3 - 0{,}8)\, 1{,}15} = 272\,000 \text{ кг/ч}$$

или

$$L_0 = \frac{L_{\text{м}}}{\rho} = \frac{272\,000}{1{,}21} = 225\,000 \text{ м}^3\text{/ч},$$

где $\rho = 1{,}21$ — плотность воздуха при $t_{\text{к}} = 18°$ С, т. е. при температуре воздуха по выходе из кондиционера (точка B на i—d-диаграмме II приложения). Значение ρ берем из данных табл. I приложения.

Значение коэффициента эффективности воздухообмена берем по данным табл. 13.

При кубатуре зала 16 000 м³ кратность смены воздуха составит

$$n = \frac{225\,000}{16\,000} = 14{,}1 \text{ объемов в час.}$$

Расход холода при этом будет равен

$$Q_{хол} = (i_к - i_н) L_н = (52{,}3 - 60)\,272\,000 = -2\,090\,000 \text{ кДж/ч.}$$

Количество воды, которое должны распылять форсунки доувлажнения в зале, будет составлять

$$Q_{зала} = \Delta d_{зала} L_м = (d_в - d_к) L_м = (14{,}4 - 13{,}4) \cdot 272\,000 =$$
$$= 272\,000 \text{ г/ч} = 272 \text{ кг/ч,}$$

где $d_в$ — влагосодержание внутреннего воздуха в г/кг;

$d_к$ — влагосодержание воздуха по выходе из кондиционера в г/кг.

Если установить в зале пневматические форсунки Р и Д производительностью каждая 2,7 кг/ч, то их количество с учетом засоряемости в размере 10% будет равно

$$m = \frac{272}{2{,}7} 1{,}1 = 110 \text{ шт.}$$

Коэффициент орошения воздуха водой и расход холодной воды в оросительной камере можно определить по ранее описанному методу, изложенному в главе VI, и численным примерам, приведенным там же.

Построим далее процесс на i—d-диаграмме для зимнего времени также по наружным параметрам Б. Из данных табл. III приложения эти параметры будут равны $t_н = -18°$ С и $i_к = -16{,}7$ кДж/кг. По этим данным находим на i—d-диаграмме I приложения точку D_2. Температурно-влажностные условия в зале в соответствии с данными табл. 25 принимаем равными $t_в = 25°$ С и $\varphi_в = 55\%$ (точка A_2).

Теплопотери ограждениями здания при $t_н = -18°$ С принимаем в размере 1 500 000 кДж/ч.

Теплопоступления в зале от машин и людей в зимнее время остаются те же, что и летом, а поступления тепла от солнечной радиации не будет. В то же время часть тепла будет теряться через ограждения здания. Таким образом, избыточное тепло в зале в зимнее время составит

$$\Sigma Q = (Q_1 + Q_2 - Q_{пот}) = 3\,880\,000 + 64\,000 - 1\,500\,000 = 2\,440\,000 \text{ кДж/ч.}$$

Построим теперь процесс на i—d-диаграмме I приложения (используя схему на рис. 33). Соединив точки D_2 и A_2 прямой, найдем линию D_2A_2 смесей наружного и внутреннего воздуха.

Принимая приращение влагосодержания воздуха в зале от доувлажнения таким же, что и летом, т. е. 1 г/кг, откладываем от точки A_2 эту величину по горизонтали. Имея в виду, что масштаб диаграммы по влагосодержаниям соответствует 10 мм на 1 г/кг влагосодержания, этот отрезок A_2a будет равен 10 мм. Из точки a проведем вертикаль до пересечения с линией $i = \text{const}$, идущей из точки A_2 (точка E_2) до пересечения с кривой $\varphi_к = 95\%$ в точке B_2. Связующий эффект по теплу в этом случае изобразится отрезком B_2E_2 и будет равен $\Delta i_{зала} = i_в - i_к = 54 - 41{,}6 = 12{,}4$ кДж/кг.

Учитывая, что нагрев воздуха в вентиляторе равен около 0,8 кДж/кг, связующий эффект будет составлять $\Delta i_{зала} = 12{,}4 - 0{,}8 = 11{,}6$ кДж/кг.

Производительность установки в этом случае будет равна

$$L_м = \frac{\Sigma Q}{\Delta i_{зала} K_э} = \frac{2\,440\,000}{11{,}6 \cdot 1{,}15} = 183\,000 \text{ кг/ч}$$

или

$$L_0 = \frac{L_м}{\rho} = \frac{183\,000}{1{,}21} = 153\,000 \text{ м}^3\text{/ч.}$$

Следовательно, в нашем случае зимой кондиционеры должны работать с несколько уменьшенной производительностью.

В зимнее время воздух обрабатывается в оросительной камере обычно рециркуляционной водой; следовательно, процесс в камере пойдет по $i=\text{const}$ или по линии B_2C_2, причем точка C_2 характеризует состояние смеси наружного и внутреннего воздуха перед водяной завесой.

Содержание наружного воздуха в смеси при этом будет равно

$$\frac{A_2C_2}{A_2D_2}\,100=\frac{24}{132}\,100=18\%.$$

Длина отрезков A_2C_2 и A_2D_2 находится непосредственным измерением их на i—d-диаграмме в мм.

Количество наружного воздуха, приходящегося на одного работающего в цехе, составит

$$\frac{153\,000\cdot 0{,}18}{80}=\frac{27\,500}{80}=345\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Общая расчетная кратность смены воздуха подсчитывается по формуле

$$n=\frac{153\,000}{15\,000}=10{,}2\ \text{объема/ч}.$$

Кратность смены по наружному воздуху

$$n_1=\frac{27\,500}{15\,000}=1{,}83\ \text{объема/ч}.$$

Таким образом, нормы СН 245—71 (предусматривающие в системах кондиционирования воздуха с рециркуляцией подачу наружного воздуха не менее 60 м³/ч на одного работающего, но не менее однократного воздухообмена в час по наружному воздуху при расчетной кратности воздухообмена 10 и более) выдерживаются с превышением. Отсюда следует, что первый подогрев воздуха в кондиционере не нужен и нет надобности в установке секции первого подогрева.

2. Ткацкие фабрики

Шлихтовальные отделы

В шлихтовальных отделах, где происходит пропитка основы шлихтой для придания ей большей прочности, а затем ее сушка, выделяется значительное количество влаги и тепла от сушильных барабанов и сушильных камер.

Для снижения влаго- и тепловыделений в рабочую зону шлихтовальные машины снабжают укрытиями. На рис. 165 показана схема укрытия шлихтовальной машины ШБ-3, разработанная ГПИ-1. Укрытие машины состоит из шатра *1*, ограждающего сушильные барабаны, и зонта *2*, подвешенного над шлихтовальным корытом *3*. Паро-воздушная смесь из шатра отсасывается по трубе *4*, а от зонта — по трубе *5*. Оба отсоса объединяются в общую трубу *6*, связанную с вентилятором.

Наряду с местными отсосами от укрытий нередко делают также общее вытяжное устройство из верхней части помещения цеха.

Приток воздуха в рабочую зону осуществляется посредством активной подачи его или через опуски преимущественно на рабочие места. Расчет вентиляционных установок в шлихтовальных отделах ведется по наружным параметрам *А*, поскольку в этих цехах тех-

нологический процесс не связан с внутренними параметрами воздуха.

Количество выделяемого тепла и влаги от шлихтовальных барабанных машин ШБ и шлихтовальных камерных машин ШК, а также необходимое количество отсасываемого воздуха приведено в табл. 26.

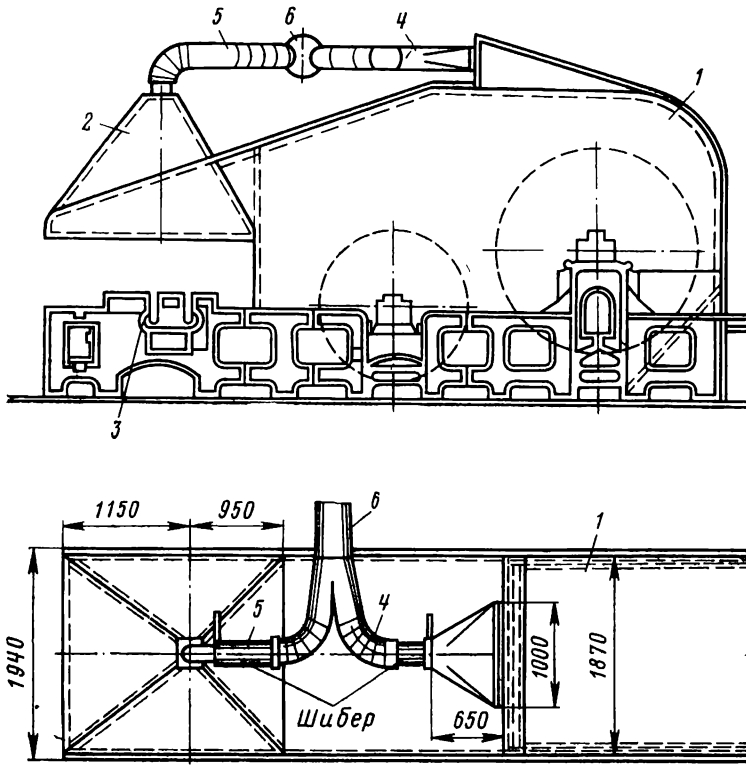


Рис. 165. Схема укрытия шлихтовальной машины ШБ-3

Пример. Определить производительность вентиляционной установки шлихтовального отдела при следующих данных: в отделе установлено пять шлихтовальных машин ШКВ-180. Отдел расположен в здании с шедовым покрытием. Местонахождение фабрики — г. Куйбышев.

В шлихтовальном отделе происходит политропический процесс одновременного выделения тепла и влаги, направление которого, как показано в главе IX, определяется величиной ε, т. е. удельным приращением тепла на один грамм влаги.

Значение ε определяется из выражения (73)

$$\varepsilon_1 = \frac{\alpha\Sigma\,(aQ) + \alpha Q_c}{\beta\Sigma\,(bG)\,1000}\ \text{кДж/г}.$$

Найдем для нашего случая значения величин, входящих в формулу (73).

Сумму теплопоступлений определяем, пользуясь данными табл. 26. Принимая коэффициент одновременности работы машин равным 0,8, получим

$$\Sigma\,(aQ) = 0{,}8 \cdot 5 \cdot 150\,000 = 600\,000\ \text{кДж/ч}.$$

Таблица 26

Количество выделяемого тепла, влаги и отсасываемого воздуха

Марка машины	Источник тепло- и влагопоступлений в цех	Общие выделения в цех с учетом коэффициентов прорыва a и b		Количество воздуха, удаляемого местным отсосом, в м³/ч
		тепла явного и скрытого в тыс. кДж/ч	влаги в кг/ч	
ШБ 9/140	Зонт над клеевым корытом .	—	8	2000
	Ограждение сушильных барабанов	66	—	3000
ШБ 9/180	Зонт над клеевым корытом .	—	—	2500
	Ограждение сушильных барабанов	85	—	3800
ШКВ-140	Зонт над клеевым корытом	—	—	1000
	Ограждение сушильной камеры	—	—	3300
ШКВ-180	Зонт над клеевым корытом	—	29,5	1500
	Ограждение сушильной камеры	150	—	4500
ШКВ-230	Зонт над клеевым корытом	—	—	2000
	Ограждение сушильной камеры	—	—	6100

Количество влагопоступлений от корыт (по данным той же табл. 26) будет составлять

$$G = 0{,}8 \cdot 5 \cdot 29{,}5 = 118 \text{ кг/ч}.$$

Пользуясь кривой *3* (см. рис. 46), находим коэффициенты тепло- и влагопоступлений в рабочую зону при удельном расходе воздуха $l = \frac{1500 + 4500}{29{,}5} =$ $= 204$ кг воздуха/кг пара (по данным табл. 26):

$$\alpha = \beta = 0{,}64.$$

Теплопоступления от солнечной радиации определяем по данным, приведенным в главе IV.

Так как г. Куйбышев расположен на широте 50°, то $q_п = 66$ кДж/м²·ч.

Принимая во внимание, что площадь горизонтальной проекции шедового покрытия равна 500 м² и коэффициент теплопередачи покрытия $K_п = 3{,}2$ кДж/м²·ч·град, находим теплопоступления от солнечной радиации

$$Q_с = F_п q_п K_п = 900 \cdot 66 \cdot 3{,}2 = 190\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Так как солнечное тепло поступает через покрытие сверху, то $\alpha_1 = 0{,}5$.

Так как шедовое покрытие имеет одностороннее остекление, обращенное обычно на северную сторону, теплопоступления от солнечной радиации через остекление не учитываем.

Подставляя в формулу (73) все найденные величины, получим

$$\varepsilon_1 = \frac{0{,}64 \cdot 600\,000 + 0{,}5 \cdot 190\,000}{0{,}64 \cdot 118 \cdot 1000} = 6{,}4 \text{ кДж/г}.$$

Зная величину ε_1, переходим к построению процесса на i—d-диаграмме для летнего времени. По данным табл. III приложения находим наружные параметры воздуха для г. Куйбышева: $t_н = 24{,}2°$ С, $i_н = 51{,}0$ кДж/кг (точка D_3 на i—d-диаграмме II приложения). Так как наружная температура довольно высокая, воздух перед выпуском в цех обрабатываем оборотной водой, и, следовательно, процесс из точки D_3 пойдет вниз по $i = \text{const}$. По данным табл. 2 находим допустимые внутренние параметры — $t_в = 26°$ С, $\varphi_в = 65\%$, относя труд шлихтовальщиков к категории работ средней тяжести. Из точки A_3, характери-

зующей внутренние параметры, проводим линию, параллельную лучу $\varepsilon=6{,}4$ кДж/г, до пересечения с линией $i=\text{const}$, идущей из точки D_3. Точка пересечения B_3 с параметрами $t_п=20{,}2°$ С и $\varphi_п=76\%$ характеризует параметры приточного воздуха, поступающего в цех.

Производительность вентиляции для удаления избытков влаги находим по формуле (74)

$$L_0=\frac{\beta\Sigma\,(bG)\,1000}{(d_{раб}-d_{пр})\,\eta\rho}=\frac{0{,}64\cdot 118\cdot 1000}{(13{,}0-11{,}0)\cdot 1{,}2}=49\,200\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Значения $d_{раб}$ (точка A_3) и $d_{пр}$ (точка B_3) находим из построений на i—d-диаграмме.

Полагая, что в зале осуществляется активная подача приточного воздуха или через опуски в рабочую зону, коэффициент использования приточного воздуха η можно считать равным единице. Плотность воздуха берем по данным табл. I приложения; для $t=20°$ С $\rho=1{,}2$ кг/м^3.

Производительность вентиляции можно определить также из условий удаления избытков тепла. Результат должен быть таким же.

Для нормального процесса сушки необходимо из ограждения сушильной камеры удалить 4500 м^3/ч воздуха, а из-под зонта шлихтовального корыта 1500 м^3/ч (см. данные табл. 26). Таким образом из цеха через все четыре шлихтовальные машины будет удаляться $(4500+1500)\ 4=24\,000$ м^3/ч воздуха. Остальное количество воздуха (49 200—24 000=25 200 м^3/ч) должно удаляться из верхней зоны помещения вытяжным вентилятором в порядке общеобменной вентиляции.

Определяем далее состояние воздуха в верхней зоне помещения. Так как в верхнюю зону поступает все тепло и влага, прорвавшиеся из укрытий, то для верхней зоны $\alpha=\beta=1$. Все тепло от солнечной радиации также поступает в верхнюю зону. Исходя из этого, направление процесса поглощения тепла и влаги в верхней зоне помещения можно определить из выражения

$$\varepsilon_2=\frac{\Sigma\,(aQ)+Q_c}{\Sigma\,(bG)\,1000}=\frac{600\,000+190\,000}{118\cdot 1000}=6{,}7\ \text{кДж/г}.$$

Найдем приращение влагосодержания в верхней зоне

$$\Delta d_{вер}=\frac{118\cdot 1000}{25\,200\cdot 1{,}2}=3{,}9\ \text{г/кг}.$$

Тогда влагосодержание в верхней зоне будет равно

$$d_{вер}=d_{пр}+\Delta d_{вер}=12{,}1+3{,}9=16\ \text{г/кг}.$$

Продолжим на i—d-диаграмме луч B_3A_3 до пересечения с линией $d=16$ г/кг. По полученной точке F пересечения находим влажность воздуха в верхней зоне, равную 54%. Таким образом, туманообразование в верхней зоне в данном случае исключается.

Расчет установки для зимнего времени производится тем же методом с использованием расчетных материалов, приведенных в главе IX.

Ткацкие отделы

Теплоуплотненность ткацких залов, т. е. количество тепла, выделяемого в цехе, приходящееся на 1 м^3 внутреннего объема цеха, значительно меньше, чем в прядильных залах. Так, если в прядильных залах она составляет ориентировочно 120—150 кДж/м$^3\cdot$ч, то в ткацких залах — около 60—80 кДж/м$^3\cdot$ч.

Подачу приточного воздуха в ткацкие залы можно осуществлять несколькими способами: активной подачей через щелевидные отверстия, как это было показано ранее, подачей через щелевые на-

садки. На рис. 166 показана схема двухщелевого насадка, а на рис. 167 — их расположение в ткацком зале хлопчатобумажного комбината в г. Барановичи. Из этих насадков *1* выходят две плоские вертикальные струи приточного воздуха, направленные вниз в рабочую зону.

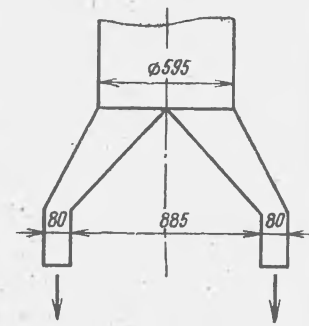


Рис. 166. Схема двухщелевого насадка

Широкое применение получила раздача воздуха через анемостаты. На рис. 168 показан общий вид ткацкого зала, в верхней части которого установлены анемостаты *1*, при этом удаление воздуха происходит рассредоточенно через вытяжные отверстия *2*, расположенные в потолочном перекрытии.

В одноэтажных фабриках с шедовым покрытием иногда применяют нижнюю подачу воздуха подпольными каналами с выпуском воздуха в рабочий зал через тумбочки высотой 0,5—1,0 м. Каждую тумбочку обычно ставят между четырьмя станками; для удобства ремонта станков ее делают съемной. На рис. 169 показан общий вид ткацкого зала с приточными тумбочками *1*.

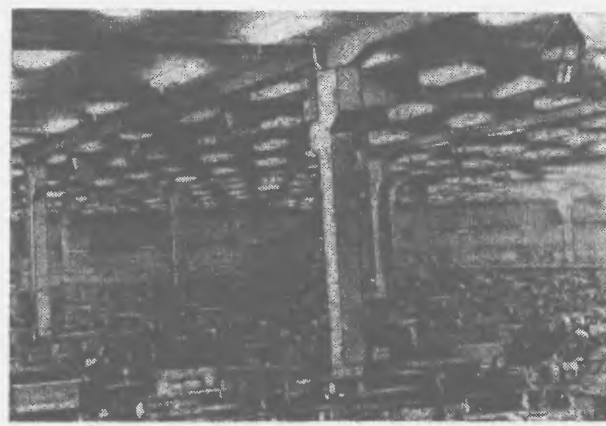


Рис. 167. Общий вид ткацкого зала с двухщелевыми насадками

В небольших ткацких залах длиной до 50 м можно применять сосредоточенную (бесканальную) подачу воздуха.

Пример. Определить производительность установки для кондиционирования воздуха в ткацком зале по наружным параметрам Б при следующих данных. В зале установлено 1000 автоматических ткацких станков, мощность электродвигателей которых равна 0,8 кВт. Мощность, потребляемая светильниками, составляет 250 кВт; число людей, одновременно работающих в зале, — 120. Фабрика расположена в закрытом здании. Площадь зала 7 000 м² при высоте 5,0 м. Место строительства фабрики — г. Херсон.

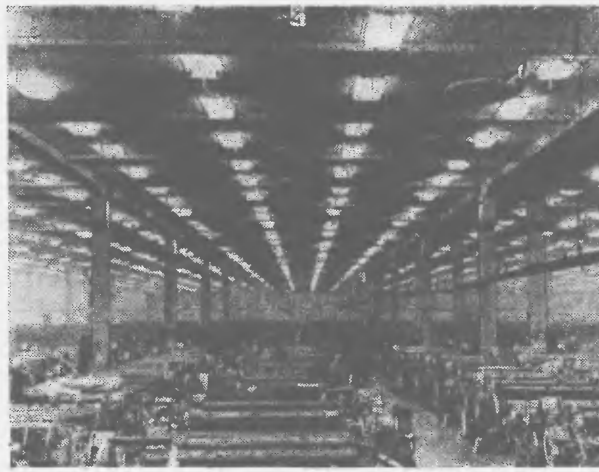


Рис. 168. Общий вид ткацкого зала с анемостатами

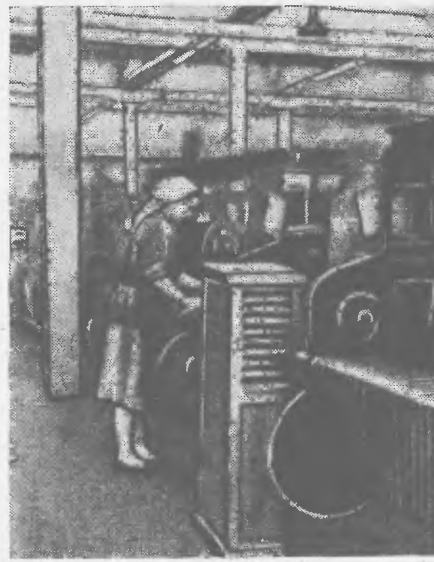


Рис. 169. Общий вид ткацкого зала с приточными тумбочками

Находим сначала сумму теплопоступлений в зале, пользуясь данными главы IV. Теплопоступления от ткацких станков определяем по формуле (35):

$$Q_1 = N_{\text{уст}} \cdot 3600 k_{\text{спр}} k_{\text{в}} = 0{,}8 \cdot 1000 \cdot 3600 \cdot 0{,}9 = 2\,590\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Принимаем $k_{\text{спр}}=0{,}9$, а $k_{\text{в}}=1$.

Теплопоступления от людей находим из выражения (37), относя труд ткачих к категории работ средней тяжести:

$$Q_2 = 800n = 800 \cdot 120 = 96\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Теплопоступления от солнечной радиации не учитываем, так как это тепло через верхнее покрытие поступает на технический чердак.

Теплопоступления от искусственного освещения определяем по формуле (40):

$$Q_3 = 3600 N_{\text{осв}} k_{\text{в}} = 3600 \cdot 250 \cdot 0{,}4 = 360\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Так как на техническом чердаке температура воздуха летом обычно выше внутренней температуры в цехе, произойдет поступление тепла с чердака в цех. Величину этого теплопоступления можно определить по формуле (28):

$$Q_4 = KF(t_{\text{ч}} - t_{\text{в}}) k_{\text{в}} = 8{,}0 \cdot 7000 \cdot 0{,}5\,(39{,}5 - 28) \cdot 0{,}8 = 258\,000 \text{ кДж/ч}.$$

При подсчете Q_4 принимаем:

K — коэффициент теплопередачи перекрытия, равный 8 кДж/м^2·ч·град;

F — площадь потолка, равная половине площади пола, имея в виду сокращение поверхности чердака вентиляционными каналами и светильниками, в м^2;

$t_{\text{ч}}$ — температура на техническом чердаке, которую можно принять равной $t_{\text{ч}}=t_{\text{н}}+5^\circ$ С; для г. Херсона по данным табл. III приложения $t_{\text{н}}=34{,}5^\circ$ С;

$t_{\text{в}}$ — внутренняя температура воздуха (в цехе) в ° С;

$k_{\text{в}}$ — коэффициент выделения тепла в рабочую зону; так как в данном случае теплопоступления идут сверху, принимаем, что 80% тепла поступает в рабочую зону, а остальное его количество уходит из зала, минуя рабочую зону; исходя из этого принимаем $k_{\text{в}}=0{,}8$.

Следовательно, сумма всех теплопоступлений в зале будет равна

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 2\,590\,000 + 96\,000 + 360\,000 + 258\,000 = 3\,304\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Построим теперь схему процесса кондиционирования воздуха на i—d-диаграмме II приложения.

По данным табл. III приложения находим расчетные наружные параметры Б для г. Херсона: $t_{\text{н}}=34{,}5^\circ$ С и $i_{\text{н}}=60{,}0$ кДж/кг. На i—d-диаграмме II приложения определяем точку D_1, соответствующую этим данным.

Руководствуясь данными табл. 25 и 3, принимаем $t_{\text{в}}=28^\circ$ С при $\varphi_{\text{в}}=65\%$. По этим параметрам находим точку A_4 на i—d-диаграмме II приложения, характеризующую внутренние условия в зале.

Далее строим схему процесса кондиционирования воздуха на i—d-диаграмме, руководствуясь схемой, изображенной на рис. 29. Из схемы процесса на i—d-диаграмме найдем связующий эффект по теплу с учетом нагрева воздуха в вентиляторе, равного 0,8 кДж/кг:

$$\Delta i_{\text{зала}} = i_{\text{в}} - (i_{\text{к}} + 0{,}8) = 69 - (60 + 0{,}8) = 8{,}2 \text{ кДж/кг}.$$

Затем определим потребное количество приточного воздуха по формуле (57), полагая, что применена активная подача приточного воздуха, для которой принимаем $K_{\text{э}}=1{,}15$ (см. данные табл. 18):

$$L_{\text{м}} = \frac{\Sigma Q}{\Delta i_{\text{зала}} K_{\text{э}}} = \frac{3\,304\,000}{8{,}2 \cdot 1{,}15} = 351\,000 \text{ кг/ч},$$

$$L_0 = \frac{L_{\text{м}}}{\rho} = \frac{351\,000}{1{,}21} = 290\,000 \text{ м}^3\text{/ч}.$$

При внутренней кубатуре зала, равной $7\,000 \cdot 5 = 35\,000$ м³, кратность смены воздуха в нем будет равна

$$n = \frac{290\,000}{35\,000} = 8{,}3 \text{ объема в час.}$$

Принимаем к установке четыре кондиционера типа КТ-80 расчетной производительностью 70 600 м³/ч при номинальной производительности 80 000 м³/ч.

Определим далее количество форсунок, необходимых для доувлажнения воздуха в зале.

Количество воды, которое надо распылять форсунками в зале, определим из соотношения

$$G_{\text{зала}} = \Delta d_{\text{зала}} L_{\text{м}} = (d_{\text{в}} - d_{\text{к}})\, L_{\text{м}} \text{ г/ч.}$$

Значения $d_{\text{в}}$ и $d_{\text{к}}$ берем из построения на i—d-диаграмме II приложения. В нашем примере $d_{\text{в}} = 16$ г/кг, а $d_{\text{к}} = 15{,}25$ г/кг.

Тогда

$$G_{\text{зала}} = (16 - 15{,}25)\, 344\,000 = 258\,000 \text{ г/ч} = 258 \text{ кг/ч.}$$

Принимаем к установке в зале пневматические форсунки P и D производительностью каждая 2,7 кг/ч; их количество с учетом засоряемости в размере 10% будет равно

$$m = \frac{258}{2{,}7}\, 1{,}1 = 105 \text{ шт.}$$

Заметим, что в приведенном примере создание внутренних метеорологических условий в зале, удовлетворяющих санитарно-гигиеническим и технологическим требованиям, получено за счет адиабатического охлаждения воздуха в кондиционере без применения холодильных установок. Это стало возможным благодаря низкой относительной влажности наружного воздуха (28%) и интенсивному испарительному процессу в кондиционере. Как следует из построения процесса на i—d-диаграмме, температура воздуха в кондиционере за счет адиабатического испарения снизилась с 34,5 до 20,7° С.

Также дополнительное снижение температуры внутреннего воздуха произошло за счет повышенной влажности в ткацком зале и связанной с этим работой доувлажнения.

Расчет установки для зимнего времени производится так же, как и в предыдущем примере для прядильного зала.

3. Отделочные фабрики

На отделочных фабриках в процессе тепловой и химической обработки тканей в больших количествах происходит выделение вредностей — конвективного и лучистого тепла, влаги, токсичных газов и пыли.

Для создания благоприятных условий труда на отделочных фабриках решающее значение имеют профилактические мероприятия, такие как:

надлежащая теплоизоляция горячих поверхностей оборудования, трубопроводов и т. п.;

максимальная герметизация источников выделения влаги, токсических газов и пыли; в связи с этим заводы-изготовители должны выпускать технологическое оборудование вместе со встроенными укрытиями источников вредных выделений;

автоматизация технологических процессов, связанных с выделением вредностей;

замена токсичных веществ нетоксичными или менее токсичными;

максимально возможное снижение температуры растворов в ваннах.

На основании того, что метеорологические условия в цехах отделочных фабрик не влияют на протекание технологического процесса, вентиляционные установки в этих цехах рассчитываются по наружным параметрам А воздуха.

При выборе типа вентиляции на отделочных фабриках следует ориентироваться на аспирационные установки, задачей которых является удаление вредностей в местах их образования.

Рассмотрим примеры устройств аспирации в основных цехах отделочных фабрик.

Приготовительные отделы

В приготовительном отделе красильно-отделочных хлопчатобумажных фабрик приводится первоначальная обработка суровой ткани на пухоочистительных, опаливающих и накатных машинах.

Пухоочистительные машины. Основной вредностью в помещении, где установлены пухоочистительные машины, является пыль, которая выделяется главным образом в результате перемещения ткани через направляющие планки на запуске ее в пухоочистительную машину и на выходе из нее. При недостаточной герметичности укрытия пыль выделяется также и от самой машины.

Пухоочистительная машина состоит из трех пар горизонтальных щеток *1* (рис. 170) с гребнями *2* для их очистки. Машина закрыта сплошным металлическим кожухом *3*, который внизу переходит в два бункера *4*, присоединенные двумя воздуховодами *5* к вытяжной системе.

Для обслуживания машины в кожухе *3* имеются герметические дверцы *6* с защелками *7*. Бункеры *4* очищают через люки *8*.

Чтобы предупредить выбивание пыли из машины в помещение, скорость движения воздуха в щелях *9* и *10* ограждения пухоочистительной машины, т. е. на запуске и выходе ткани, устанавливают равной 3,5—4 м/с. Для создания такой скорости в щелях с учетом присоса воздуха через неплотности ограждения необходимо от одной пухоочистительной машины отсасывать 3200—4000 м³/ч воздуха.

Описанные конструкции укрытия и система удаления воздуха от пухоочистительной машины позволяют значительно снизить запыленность воздуха на рабочих местах.

Приточный воздух подается в месте наименьшего пыления — в зоне расположения столов для контроля качества ткани. Удаляется воздух (в дополнение к отсосам от укрытий) из верхней зоны помещения.

Опаливающие машины. При опаливании ткани выделяются газообразные продукты сгорания ворсинок хлопка со значительным содержанием окиси углерода, концентрация которой

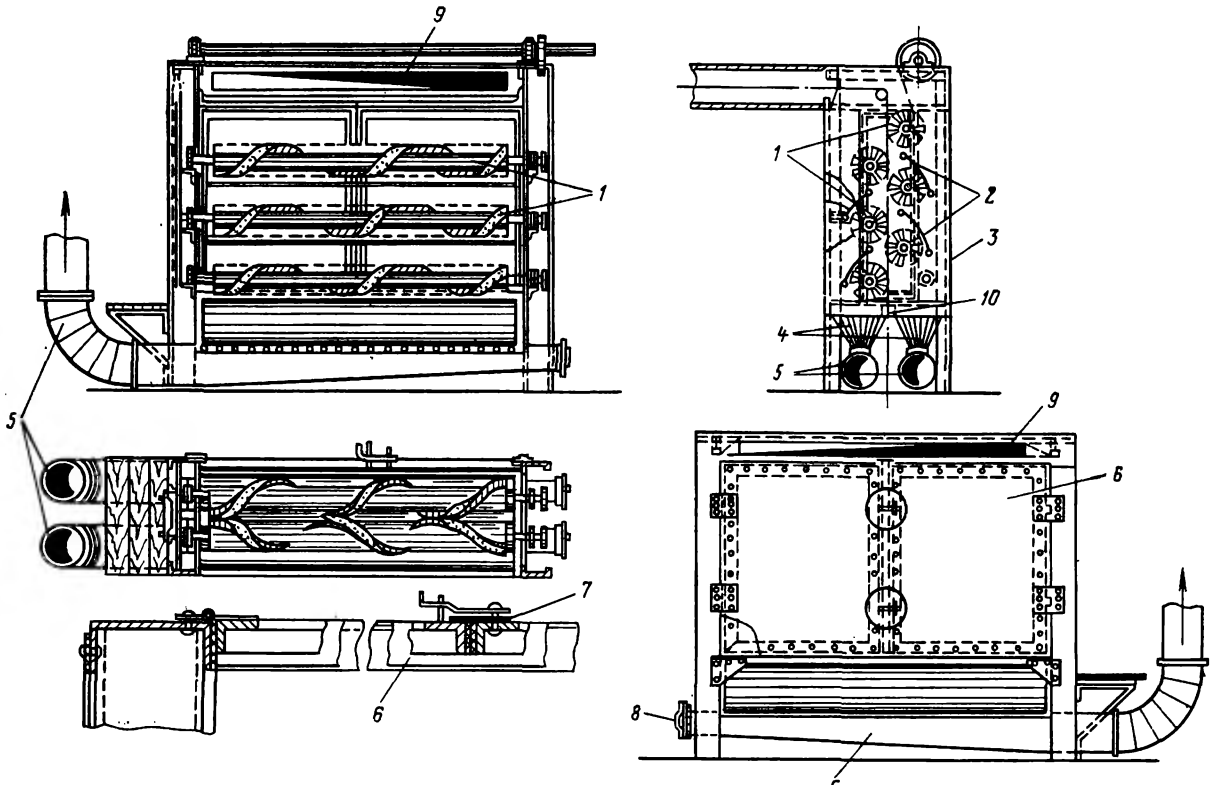


Рис. 170. Схема укрытия пухоочистительной машины

при недостаточной вентиляции может доходить на рабочих местах до 100—200 мг/м³. Вместе с тем от раскаленных металлических плит (или пламени газовых горелок) выделяется большое количество тепла, в том числе и лучистого.

Для создания нормальных гигиенических условий в цехе опаливающих машин последние помещают в камеры со стенками из несгораемого материала, доходящими до потолка. Ткань из ограждения входит и выходит через щели, размеры которых определяются из следующего расчета: скорость подсоса воздуха в щели на запуске должна быть не менее 2,5 м/с, а в щели на выпуске — не менее 3 м/с.

Воздух, удаляемый от опаливающих машин, перед выпуском его в атмосферу пропускается через искрогасительную камеру с паровыми или водяными форсунками. Во избежание проникания загрязненного воздуха в другие рабочие помещения через открытые окна воздух из ограждений выпускают через шахты над крышей здания.

Приточный воздух подается в рабочую зону, в которой целесообразно применять воздушные души на местах работы заправщицы и приемщицы опаленной ткани. Чтобы создать в помещении, где расположены опаливающие машины, некоторый вакуум и тем предотвратить распространение загрязненного воздуха в соседние помещения, объем приточного воздуха принимается равным на 10—15% меньше объема удаляемого воздуха.

Производительность вентиляционной установки в помещении, где расположены опаливающие машины, определяют, исходя из следующих данных: влаговыделение от паровой искрогасительной камеры и тканей должно составлять 0,6—0,9 кг на кусок ткани; удельное приращение тепла $\varepsilon = 3{,}4 \div 3{,}8$ кДж/г влаги; коэффициент прорыва влаги в рабочее помещение $b = 0{,}08 \div 0{,}1$, а коэффициент прорыва тепла в рабочее помещение $a = 0{,}18 \div 0{,}25$.

По опытным данным количество воздуха, которое необходимо удалять из кожуха, составляет 15 500 м³/ч, из которых 10 000 м³/ч удаляется от зонта, 4000 м³/ч — от зоны пухоочистки и 1500 м³/ч — от заправочных брусьев.

В настоящее время применяют также газоопаливающие машины ГО-130 и ГО-140. Для эффективного удаления вредностей отсос воздуха от этих машин составляет 15 000 м³/ч, из них от укрытия — 12 000 м³/ч, от зоны пухоочистки и заправочных брусьев — по 1500 м³/ч.

Накатные машины. После опаливания ткань накатывается на ролики накатной машины. Эта машина отличается от пухоочистительной наличием вращающегося ролика. Система вентиляции от накатных машин та же, что и от пухоочистительных машин.

Отбельные цехи

После опаливания суровая ткань поступает в отбельный отдел, где она отбеливается. Процесс беления состоит из следующих операций: замочки и лежки ткани в ящиках-ямах (приводимых

с целью расшлихтовки), варки в бучильных котлах, промывки после варки и обработки на мойноматериальных машинах последовательно растворами гипохлорита натрия и серной кислоты с лежкой в ямах после каждой операции.

При лежке тканей в ящиках для расшлихтовки происходит выделение влаги с их поверхности; при брожении и разложении шлихта выделяет гнилостный запах, особенно ощутимый при отсутствии периодической промывки ящиков. Кроме того, в ящиках для лежки тканей после спиртования и кислования выделяется хлор.

Все эти выделения учитывают при устройстве системы вентиляции. Вентиляция ящиков осуществляется по принципу бортовых отсосов, т. е. удаления воздуха через отверстия в боковых стенках ящика; отсосы располагают по зонам в три-четыре яруса. Количество удаляемого воздуха от каждого ящика принимается равным 1000 м³/ч.

В помещениях варочных котлов значительное количество тепла выделяется металлическими стенками котлов, а в моменты укладки ткани происходит также значительное выделение влаги в рабочее помещение. Для уменьшения выделений тепла стенки котлов покрывают слоем изоляции.

Производительность систем вентиляции в этих отделах определяется из условий удаления избытков тепла.

Приточную вентиляцию здесь следует осуществлять путем активной подачи воздуха в рабочую зону или при помощи воздушных душей. Отработанный воздух удаляется из верхней зоны помещения.

Мойноматериальные машины. Эти машины применяют для обработки тканей отбеливающими растворами и растворами серной кислоты. Так как в процессах спиртования и кислования тканей выделяется хлор, то для максимального сокращения количества паров, попадающих в рабочую зону, а также во избежание разбрызгивания растворов при работе эти машины ограждают плотными кожухами *1* (рис. 171) с отверстиями *2* в виде фарфоровых колец для входа и выхода ткани; от ограждений устраивают самостоятельную вытяжную вентиляцию. Для осмотра машины служат дверцы *3*.

Такими же ограждениями оборудуют мойные машины для горячей промывки тканей. Количество воздуха, удаляемого от этих укрытий, обычно принимается равным около 2000 м³/ч на машину.

Сточные канавы в отбельных цехах также могут быть источниками выделения значительного количества хлора. Нельзя допускать спуска хлорных и кислотных вод в одну сточную канаву. В пределах помещения необходимо предусмотреть раздельную для кислотных и щелочных вод канализацию с сифонами или гидравлическими затворами. От сточных канав с хлорными водами устраивают вытяжную вентиляцию.

Условия труда значительно улучшаются при ходовом белении тканей, осуществленном за последнее время на ряде фабрик. При

ходовом способе беления не применяют отварки суровой ткани в котлах под давлением и отлежки спиртованной ткани в ящиках-ямах. Благодаря этому исключаются весьма неблагоприятные в санитарно-гигиеническом отношении операции ручной укладки ткани в варочные котлы и спиртованной ткани — в ящики для отлежки.

В помещении отбельного отдела наряду с аспирацией (отсосами от машин) устраивают также общеобменную вентиляцию, рассчитываемую на удаление избытков тепла и влаги. При этом приток воздуха устанавливают равным объему его вытяжки с подачей свежего воздуха в рабочую зону.

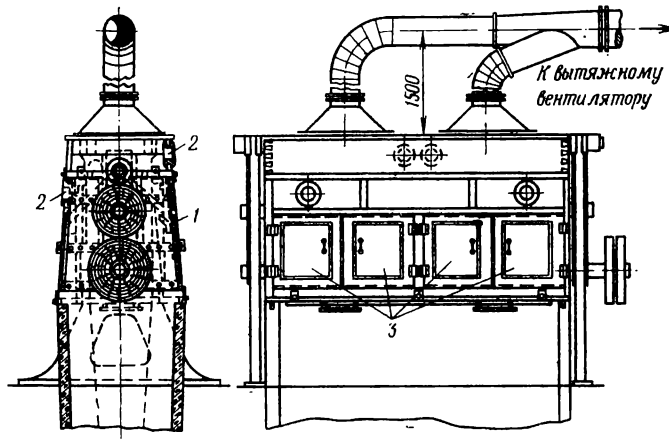


Рис. 171. Схема укрытия мойноматериальной машины

При наличии укрытий спиртовых и кисловочных машин и местной вытяжки от них содержание хлора в воздухе помещения цеха составляет 0,1—0,2 мг/м³, т. е. значительно ниже предельно допустимой концентрации — 1 мг/м³.

Сушильные барабаны. После отбеливания отжатую на водяных каландрах ткань пропускают через сушильные барабаны. Барабаны состоят из 24—32 полых медных цилиндров, обогреваемых изнутри паром с давлением около 3 ати. Влажная ткань сохнет благодаря соприкосновению ее с горячей поверхностью барабанов.

Одним из основных факторов, влияющих на метеорологические условия в рабочем помещении и экономичность работы сушильных барабанов, является конструкция их ограждения или тамбура. На новых фабриках применяют преимущественно ограждения конструкции ГПИ-1, изображенные на рис. 172. Торцовые стенки *1* и *2* тамбура сделаны двойными с воздушной прослойкой, причем как вход, так и выход ткани из тамбура происходят вверху, а вход и выход из рабочей сушильной камеры — внизу. Таким образом, камера сушильных барабанов представляет собой гидравлический затвор, в котором паро-воздушная смесь перемещается вверх и из

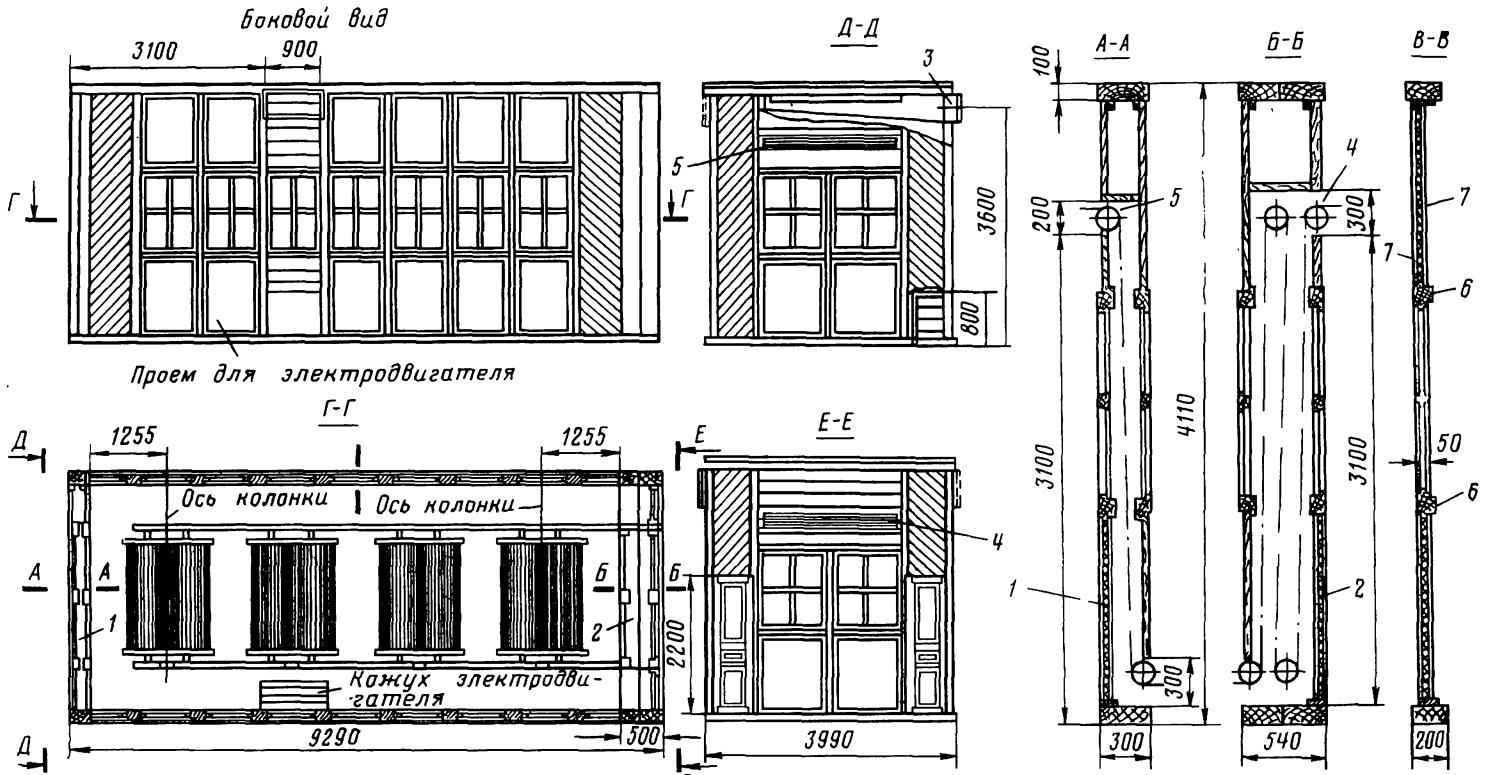


Рис. 172. Тамбур сушильных барабанов конструкции ГПИ-1

верхней части вытяжной трубой *3* удаляется из ограждения. Воздух в тамбур поступает из верхней зоны цеха преимущественно через щель *4* на выходе ткани и частично через щель *5* на входе ее.

Для устранения выноса тепла из тамбура в цех вместе с тканью последняя перед выходом делает три петли, проходя путь около 10 м. Таким образом, эта часть тамбура представляет собой охладительную камеру, в которой ткань интенсивно охлаждается встречным потоком воздуха из цеха, поступающим через щель *4*.

Стенки тамбура могут быть выполнены из деревянного каркаса *6*, общитого двумя слоями теса *7* толщиной 20 мм. Средняя часть тамбура застеклена, что позволяет наблюдать за работой сушильных барабанов. Тамбур можно сделать из других материалов, например стеклоблоков.

Ниже приведены основные сведения по расчету вентиляции тамбуров и рабочего помещения сушильных барабанов. Количество влаги G кг/ч, выделяющейся в тамбуре, складывается из выделения влаги с поверхности высушиваемой ткани, парения сальников и предохранительных клапанов. Эту величину можно определить, исходя из следующих рассуждений.

Масса ткани $G_т$ после сушки равна

$$G_т = G_с + G_с \frac{\psi_2}{100} = G_с \left(\frac{100 + \psi_2}{100} \right) \text{ кг/ч},$$

где $G_с$ — масса абсолютной сухой ткани в кг;

ψ_2 — влажность ткани после сушки, отнесенная к сухой ее массе, в %.

Следовательно,

$$G_с = G_т \left(\frac{100}{100 + \psi_2} \right) \text{ кг/ч}. \qquad (115)$$

В то же время количество влаги, испаряемой тканью в тамбуре, равно

$$G = G_с \frac{\psi_1 - \psi_2}{100} \text{ кг/ч},$$

где ψ_1 — влажность ткани до сушки в %.

Заменяя в этом выражении $G_с$ величиной, найденной по формуле (115), получим

$$G = G_т \frac{\psi_1 - \psi_2}{100 + \psi_2} \text{ кг/ч}.$$

К этому количеству надо прибавить массу влаги от парения сальников и предохранительных клапанов, что по данным опытов составляет 4 кг/ч.

Обозначая число барабанов в тамбуре через n, найдем полное количество испаряющейся влаги

$$G = G_т \frac{\psi_1 - \psi_2}{100 + \psi_2} + 4n \text{ кг/ч}. \qquad (116)$$

Количество воздуха L, потребное для поглощения влаги, выделенной тканью, можно определить из выражения

$$L = lG \text{ кг/ч},$$

где l — удельный расход воздуха, т. е. количество сухого воздуха, потребного на поглощение 1 кг влаги; по данным опытов величина l может быть принята: для крахмальных барабанов 8—10 кг на 1 кг влаги, для белосушильных барабанов — 7,5—9 кг на 1 кг влаги.

Тепловыделения в рабочее помещение складываются из следующих величин.

1. Теплопередача Q_1 через стенки тамбура

$$Q_1 = \sum FK\left(t_в' - t_в\right) \text{ кДж/ч},$$

где F — площадь ограждающей части тамбура в м²;

K — коэффициент теплопередачи соответствующей части ограждения тамбура в кДж/м²·ч·град;

$t_в'$ — средняя температура воздуха внутри тамбура в °С (с достаточной точностью $t_в'$ можно принять равной 0,8 от температуры воздуха, удаляемого из тамбура; параметры воздуха, удаляемого из тамбура, по испытаниям ВНИИОТ составляют $t = 67 \div 85°$ С при $\varphi = 40 \div 46\%$);

$t_в$ — температура воздуха внутри рабочего помещения.

2. Теплоотдача Q_2 остывающей тканью

$$Q_2 = G_т c \Delta\tau \text{ кДж/ч},$$

где $G_т$ — производительность барабанов по массе ткани после сушки в кг/ч;

c — теплоемкость высушенной ткани (при влажности ткани 5—7% $c = 1{,}5$ кДж/кг·град);

$\Delta\tau$ — снижение температуры ткани за час после выхода из тамбура; если ткань прошла охладительную камеру, можно принять $\Delta\tau = 10°$ С, если нет — $\Delta\tau = 40 \div 50°$ С.

3. Теплопоступления Q_3 от превращения части механической энергии в тепловую

$$Q_3 = 3600 N\eta \text{ кДж/ч},$$

где N — мощность, расходуемая на вращение барабанов, в кВт;

η — коэффициент, учитывающий расход энергии на вращение трансмиссий, находящихся вне тамбура; ориентировочно можно принять $\eta = 0{,}3$.

4. Теплопоступления Q_4 от людей и солнечной радиации Q_5, определяемые обычным способом.

Таким образом, суммарное тепловыделение Q в рабочее помещение будет равно

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \text{ кДж/ч}.$$

Дальнейший расчет определения производительности вентиляционных установок ведется обычным порядком.

Роликовые красильные машины. Роликовая красильная машина состоит из U-образной чугунной ванны, внутри которой свободно вращаются пять роликов: два нижних ролика все время погружены в красильный раствор, а три верхних могут быть погружены в раствор или находиться над его поверхностью. Для нагрева раствора на дне ванны проложена паровая дырчатая труба.

Ткань, предназначенная для крашения, накатывается на один из ведущих валов, затем перекатывается на другой вал; это повторяется до тех пор, пока ткань не получит нужного оттенка.

Работа роликовой красильной машины сопровождается выделением большого количества влаги и тепла, которое зависит от температуры красителя и скорости прохождения ткани. Выделение влаги усиливается еще за счет прорыва острого пара, нагревающего краситель.

Влаговыделение G с 1 м² поверхности испарения ванны роликовой машины можно вычислить по экспериментальной формуле, предложенной ВНИИОТ:

$$G = 0{,}0015 p_{\text{нас}} (v + 105) - 0{,}04 (v + 75{,}3) \text{ кг/ч} \cdot \text{м}^2,$$

а тепловыделение Q с 1 м² поверхности испарения той же машины — из выражения

$$Q = \varepsilon G \cdot 10^3 \text{ кДж/ч} \cdot \text{м}^2,$$

где $p_{\text{нас}}$ — парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии при данной температуре красителя в мм рт. ст.;

v — скорость прохода ткани в м/мин;

ε — удельное приращение тепла, равное по данным испытаний 2,8—3,0 кДж/г водяного пара.

Помимо влаги и тепла, с поверхности ванны роликовых красильных машин при крашении различными красителями выделяются сероводород, сернистый газ и окислы азота. Однако эти газы выделяются в незначительных количествах, и объема вентилирующего воздуха, определяемого из условий удаления тепла и влаги, вполне достаточно и для удаления вредных газов.

Коренное улучшение условий труда в этих отделах достигается применением роликовых машин закрытого типа с автоматическим переключением направления движения ткани. С применением таких машин отпадает необходимость в устройстве зонтов или остекленных завес, загромождающих и затемняющих рабочее помещение. Естественно, что применение роликовых машин закрытого типа существенно улучшает условия труда в этих цехах.

Проходные аппараты. На отделочных и ситцепечатных фабриках проходные аппараты — красильные, отварочные и промывные — получили широкое применение.

Проходные аппараты состоят из ряда чугунных ванн, наполненных растворами. На выходе каждой ванны установлены отжимные валы. Температура жидкости в ваннах обычно составляет 80—90° С, а при сернистом крашении — до 90—100° С. Столь высокие температуры жидкости в сочетании с большими поверхностями испарения обусловливают огромное количество влаговыделений. В машинах новых конструкций горячие ванны снабжены укрытиями заводского изготовления.

Эффективного удаления влаги и тепла от проходных аппаратов можно достигнуть при помощи местных отсосов от зонтов, расположенных над ваннами, а также посредством остекленных завес.

Вытяжную вентиляцию от проходных аппаратов осуществляют различными способами:

1. При помощи одного общего зонта *1* (рис. 173), установленного над всеми ваннами *2*. Для уменьшения прорыва влаги и тепла в цех по всему периметру зонта целесообразно устанавливать кирзовые шторки *3*. Отсос паро-воздушной смеси от зонтов осуществляется вытяжными трубами *4*, присоединенными к вентилятору.

2. При помощи отдельных зонтов или укрытий *1*, расположенных над каждой парой отжимных валов *2* (рис. 174). В этом случае горячие ванны снабжают укрытиями *3*.

3. Установкой герметичных укрытий *1* (рис. 175) над отжимными валами *2*; горячие ванны здесь также имеют укрытия *3*.

Вытяжные трубы во всех случаях целесообразно присоединять к зонтам и укрытиям сбоку, чтобы избежать капели конденсата из воздуховода на ткань.

Количество влаговыделений G от ванн проходных аппаратов можно определить из выражения

$$G = A\,(p_{\text{нас}} - p_{\text{п}})\ \text{кг/ч},$$

где A — опытный коэффициент, учитывающий испарение влаги с поверхности мокрой ткани, отжимных валов и гидравлических затворов;

$p_{\text{нас}}$ — парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии при температуре поверхности испаряющейся жидкости в мм рт. ст.;

$p_{\text{п}}$ — парциальное давление водяного пара в воздухе цеха в мм рт. ст.

На рис. 176 показаны кривые изменения коэффициента A для аппарата МП-110-4 с коробками КПП-110-3 в зависимости от скорости ткани при открытых и закрытых ваннах (по данным И. А. Зуевой, ВНИИОТ).

Пример. Определить количество выделяющейся влаги от аппарата МП-110-4, если температура жидкости ванны 80° С, температура воздуха в цехе $t_{\text{в}} = 25°$ С, относительная влажность $\varphi_{\text{в}} = 70\%$ и скорость движения ткани равна 60 м/мин.

По кривым на рис. 176 находим значение коэффициента A. При закрытых крышках $A = 0{,}125$, при открытых крышках $A = 0{,}205$.

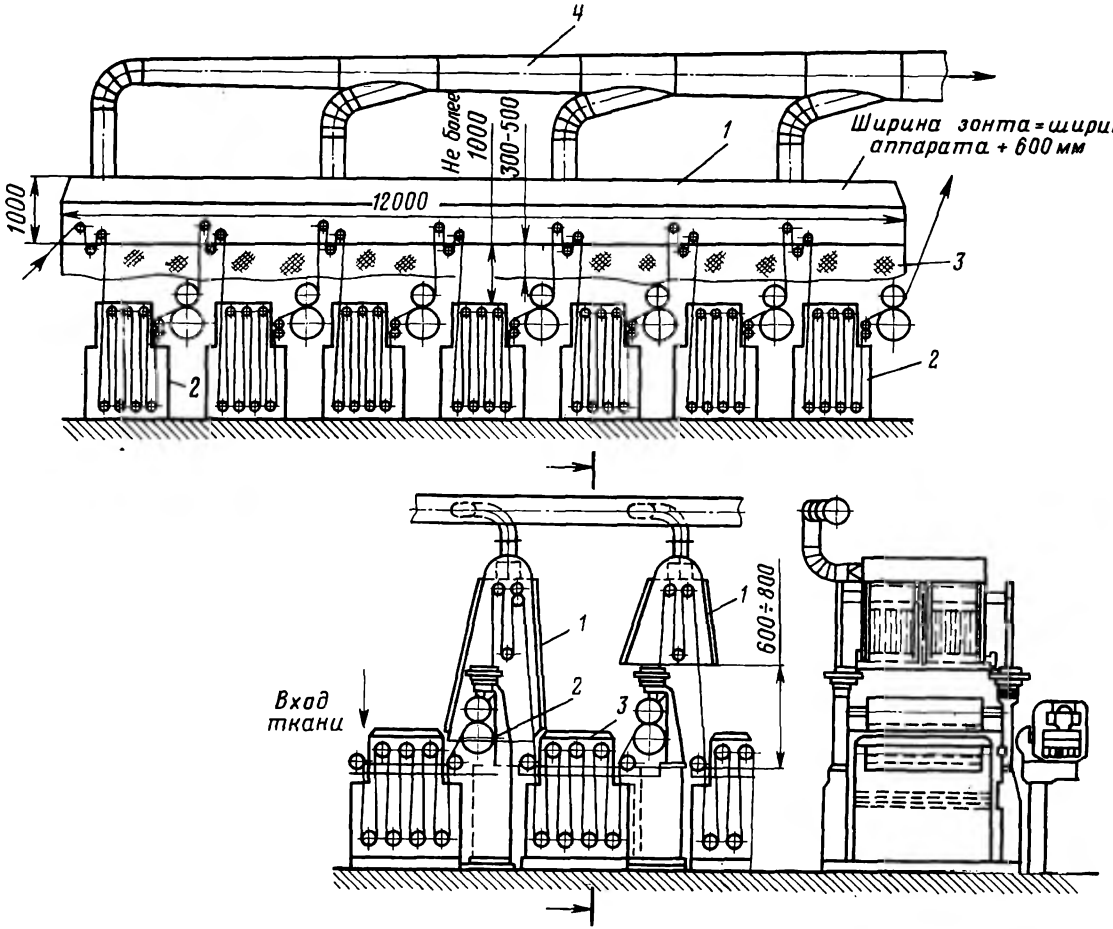


Рис. 173. Схема общего зонта, установленного над проходными аппаратами

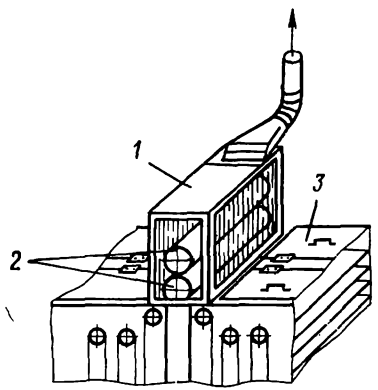


Рис. 174. Схема зонтов над отжимными валами

Рис. 175. Схема укрытия отжимных валов

Значение парциальных давлений берем по данным табл. I приложения. При $t_ж = 80°$ С $p_{нас} = 355{,}1$ мм рт. ст., а $p_п = 0{,}7 \cdot 23{,}76 = 16{,}6$ мм рт. ст. Тогда при закрытых крышках количество выделяющейся влаги

$$G_1 = 0{,}125\,(355{,}1 - 16{,}6) = 42{,}2 \text{ кг/ч},$$

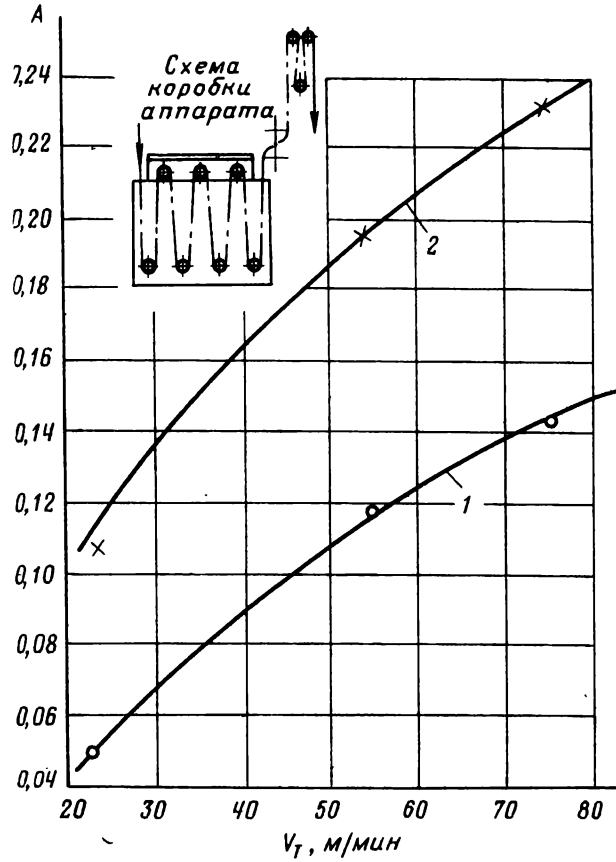


Рис. 176. Кривые изменения коэффициента A для аппарата МП-110-4 с коробками КПП-110-3 в зависимости от скорости ткани при закрытых (*1*) и открытых (*2*) промывных коробках

а при открытых крышках

$$G_2 = 0{,}205\,(355{,}1 - 16{,}6) = 63{,}5 \text{ кг/ч}.$$

Количество удаляемого воздуха от укрытий можно определить из выражения

$$L = Gl \text{ кг/ч},$$

где l — удельный расход воздуха в кг/кг выделяемой влаги. При температуре жидкости 80—90° С удельный расход воздуха составляет 15÷20 кг/кг.

Исходя из этого, количество отсасываемого воздуха в нашем случае составит:

при закрытых крышках

$$L_1 = G_1 l = 42{,}2 \cdot 15 = 632 \text{ кг/ч},$$

при открытых крышках

$$L_2 = G_2 l = 63{,}5 \cdot 15 = 950 \text{ кг/ч}.$$

Примером герметизации и аспирации технологического оборудования может служить укрытие красильной барки Б-2 с двухрежимным отсосом воздуха. Укрытие барки состоит из остекленных дверок, которые во время заправки ткани поднимают, а при работе машины опускают, благодаря чему создается ее герметизация. Паро-воздушная смесь из-под укрытия удаляется по трубе, в которой установлен клапан, сблокированный с поднимающимися дверками. При поднятых дверках, когда прорыв паро-воздушной смеси максимален, создается и максимальный отсос воздуха в количестве до 2500 м³/ч. При опускании дверок клапан прикрывает сечение вытяжной трубы так, чтобы отсос воздуха уменьшился до 500 м³/ч. Удаления такого количества воздуха из-под укрытия барки при опущенных дверках достаточно для создания необходимого разрежения внутри укрытия, препятствующего выбиванию паро-воздушной смеси в цех. Уменьшение отсоса воздуха дает значительную экономию пара на технологические нужды.

Таким образом, герметизация барки и двухрежимная работа аспирационной установки создают надлежащий санитарно-гигиенический эффект при значительной экономии пара.

Отделы черноанилиновых плюсовок, сушилок и зрельников

Процесс обработки хлопчатобумажной ткани черным анилином на ситцепечатных фабриках обычно включает следующие операции: пропитывание ткани на двух- или трехвальных плюсовках, сушку в плитовоздушных сушилках и окисление в зрельниках. При всех этих операциях происходит выделение паров анилина и синильной кислоты.

Непосредственное выделение паров анилина и синильной кислоты в воздух рабочего помещения может происходить с поверхностей плюсовки, сырой ткани, ткани в тележках как после сушилки, так и после зрельника, а также с открытых поверхностей чанов, где хранится плюсовочный раствор. Вредные газы могут попадать в рабочее помещение и через неплотности в сушилках и зрельниках.

Из сушилок и зрельников наряду с вредными газами через стенки выделяется в рабочее помещение значительное количество тепла.

На рис. 177 изображена схема отсосов от черноанилиновой плюсовки *1* и сушилки *2* с охладительной камерой *3*. Плюсовка закрыта герметическим кожухом *4* с щелью *5* минимальных размеров для входа ткани. Кожух снабжен плотно закрывающейся дверцей *6*. Ткань, выходящая из плюсовки, проходит по футляру *7* с дверцами *8*, необходимыми для вставки распорок и расправки кромок ткани. Чаны и бочки для хранения плюсовочного раствора не следует располагать возле плюсовок. Подавать раствор от

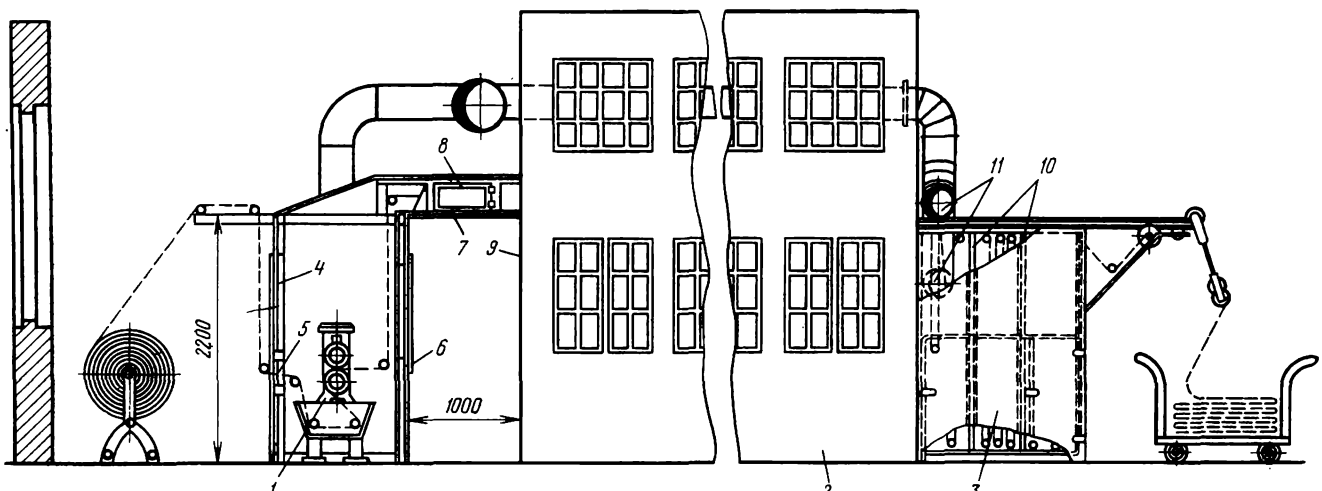


Рис. 177. Схема отсосов от черноанилиновой плюсовки и сушилки с охладительной камерой

места приготовления необходимо самотеком через плотный трубопровод.

Сушилка *2* заключена в ограждение *9*, которое должно иметь плотные и малотеплопроводные стенки. Через малейшие неплотности в ограждении горячий загрязненный воздух может попасть в рабочее помещение.

Чтобы охладить ткань, удалить из нее адсорбированные вредные газы и предупредить попадание их в рабочее помещение,

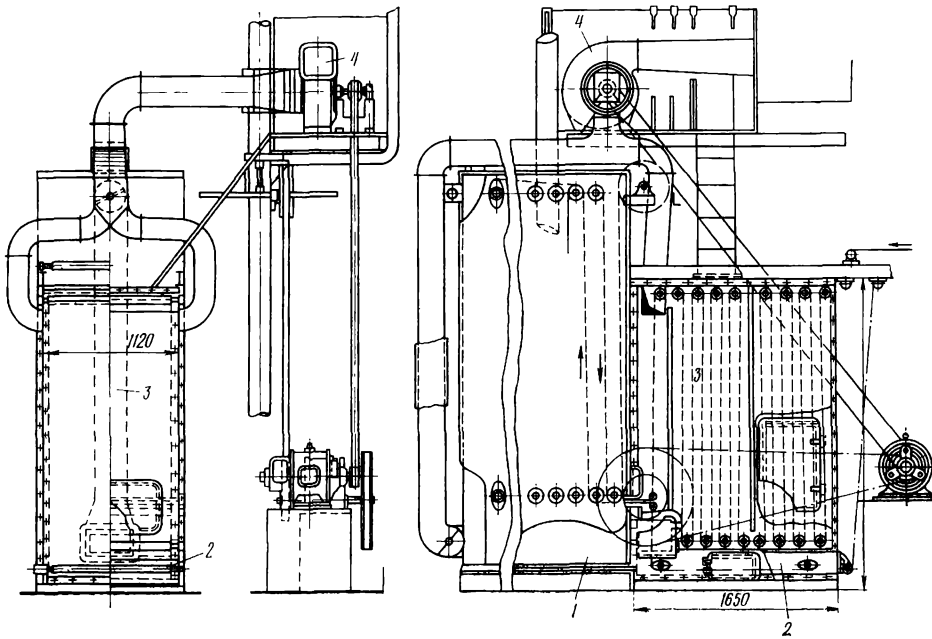


Рис. 178. Схема охладительной камеры черноанилинового зрельника

у места выхода ткани располагают охладительную камеру *3*, имеющую две разделяющие стенки *10:* одна из них не доходит до потолка, а другая — до пола. Перемещаясь по направляющим роликам, ткань делает несколько петель, что увеличивает время ее пребывания в камере. Вытяжка из охладительной камеры осуществляется трубами *11*, расположенными с ее боковых сторон; количество удаляемого воздуха принимается равным 2500 м^3/ч.

В зрельниках, так же как и в сушилках, во избежание прорыва через щель для выхода ткани горячей паро-воздушной смеси и с нею паров анилина и синильной кислоты, а также для удаления из ткани адсорбированных вредных газов на участке, где ткань выходит из зрельника или сушилки, необходимо располагать лабиринтовые охладительные камеры.

Схема устройства такой охладительной камеры (конструкции ВНИИОТ, г. Иваново) черноанилинового зрельника *1* показана на рис. 178. Камера выполнена из листовой стали и разделена на

две части: нижнюю *2*, предназначенную для прохода ткани, поступающей в зрельник, и верхнюю *3*, представляющую собой собственно лабиринтовую камеру. Эта камера разделена по длине на три части перегородками, не доходящими до ее верха и низа.

Ткань запускают в нижнюю часть камеры, а выходит она в верхней части камеры на высоте 2,4 м от пола, т. е. выше рабочей зоны. Размер щелей для входа и выхода ткани 60×1000 мм. Для удобства обслуживания с лицевой стороны камеры устроены четыре плотно закрывающиеся двери. Количество воздуха, которое необходимо отсасывать из камеры, равно 3000 м³/ч. Отработанный воздух выбрасывается вентилятором *4* в атмосферу выше конька крыши фабрики.

Для создания нормальных метеорологических условий в помещении сушилок и зрельников должна быть устроена приточная вентиляция с подачей воздуха в рабочую зону. Объем притока воздуха должен быть на 10—15% меньше, чем вытяжки, что позволит обеспечить в помещении сушилок и зрельников пониженное давление по сравнению с давлением в соседних помещениях. Благодаря этому создается препятствие для распространения газов в более чистые смежные помещения.

Глава II

ЛЬНЯНЫЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

Обработка льняного волокна по сравнению с обработкой хлопка сопровождается значительно бо́льшим выделением пыли. Особенно велики пылевыделения в приготовительных отделах льняных фабрик. Однако льняная пыль крупнее хлопчатобумажной, поэтому она менее вредна.

Процессы обработки льняного волокна связаны также со значительными тепло- и влаговыделениями, что относится преимущественно к мокрому прядению и отделочным процессам.

В табл. 27 приведены допустимые температурно-влажностные условия в различных отделах льняных фабрик.

В целях экономии тепла во многих отделах льняных фабрик, таких как чесальные, ленточные, ровничные, сухого прядения, мотальные и ткацкие, в зимнее время применяется рециркуляция воздуха. Рециркуляция воздуха не допускается в отделах: отбельных, красильных, аппретурно-отделочных, шлихтовальных, мокрого прядения (при горячем прядении), в помещениях красковарок, а также для приготовления хлорных растворов.

Рассмотрим специфические особенности устройств вентиляции наиболее характерных отделов льняных фабрик.

Таблица 27

Допустимые температурно-влажностные условия в различных отделах льняных фабрик

Отдел	Зимний режим		Летний режим	
	Температура в °С	Влажность в %	Температура в °С	Влажность в %
Льночесальный:				
льночесальные машины	18—20	60	24—27	60—55
подготовка сырья (деление горстей, оправка, перечес)	18	65	24—26	65—60
спусковые машины	18—20	60	24—26	60
упаковка	16	60	24—26	60
Чесальный:				
подготовка сырья	18	65	24—26	65—60
кардочесальные машины	20—23	60	24—27	60
Приготовительно-прядильный:				
ленточные, раскладочные и ровничные машины	20—23	65	24—27	65—60
Прядильный:				
сухое прядение	22—26	65	24—28	65—55
мокрое прядение при температуре контакта или эмульсии до 30° С	22—24	Не более 65	26—28	55—50
то же, при температуре контакта более 30° С	22—25	Не более 70	26—28	60—55
крутильные машины	22—25	60	25—28	60—55
мотальные машины (в отдельном помещении) для размотки пряжи:				
мокрой	20—23	Не более 70	22—26	65—60
сухой	20—23	70	22—26	65—60
Приготовительно-ткацкий:				
початочные, развивальные и сновальные машины	20—23	70	23—25	70—65
шлихтовальные машины	22—26	70—60	26—28	60—55
Ткацкий:				
обычные станки	22—24	70—65	23—24	70—65
жаккардовые станки	22—24	65—60	24—26	65—60
Отделочное производство	По данным табл. 2 и 3			

1. Приготовительно-прядильные отделы

Основной вредностью приготовительно-прядильного отдела является пыль. Борьба с пылью в этом отделе ведется в основном путем устройства герметичных укрытий пылящих органов машин с местными отсосами пыли из этих укрытий.

Снижение запыленности воздуха достигается также при повышении влажности волокна, создаваемой его эмульсированием. Исследования ВНИИОТ показали, что увеличение влажности волокна с 15—17 до 23—25% снижает запыленность воздуха на рабочих местах чесальных отделов в 2—3 раза. Поэтому для борьбы

с пылью следует перерабатывать волокно с максимально возможной влажностью, предусмотренной технологическими условиями.

Гребни для ручного чесания льна. При ручной обработке длинного волокна на специальных гребнях удаляются посторонние примеси, короткие и слабые волокна; комплексные волокна распрямляются и разделяются на более тонкие технические волокна. Этот процесс обработки волокна сопровождается значительным выделением пыли, количество которой зависит от качества

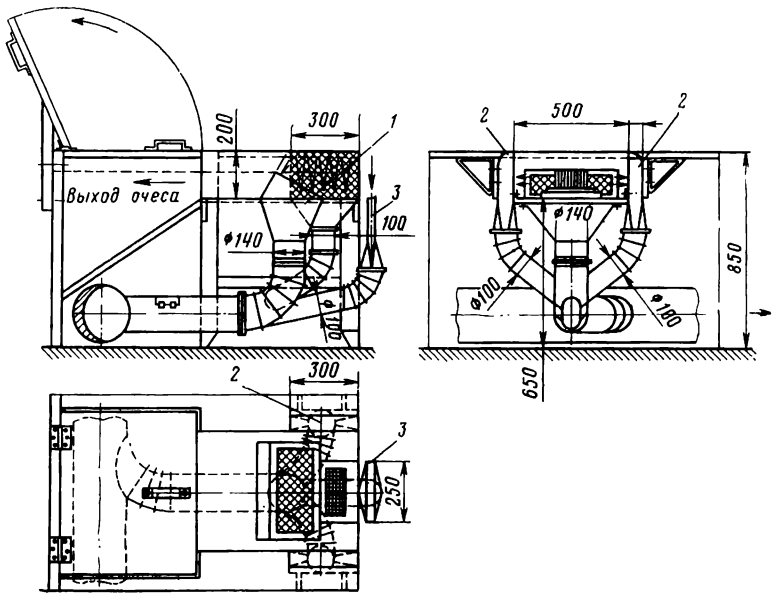


Рис. 179. Схема пылеприемника для стола ручного чесания льна

волокна и интенсивности прочесывания. Результаты анализа показывают, что при отсутствии вентиляции в цехах ручного чесания льна запыленность воздуха достигает 80—100 мг/м³.

Для удаления пыли, выделяющейся при ручном чесании, столы с гребнями оборудуют местными вытяжными вентиляционными устройствами. На рис. 179 показана схема пылеприемника для стола ручного чесания льна, разработанная ВНИИОТ. Запыленный воздух удаляется от трех мест (в м³/ч):

Сзади стола через наклонно установленный пылеотсос *1*	350—400
С боков стола против гребней через патрубки *2*	200 (с каждой стороны)
Спереди стола через щелевидный патрубок *3*	100
Всего через три отсоса	850—900

Льночесальные машины. Ручное чесание льна как малопроизводительное заменяется машинным. С этой целью исполь-

зуют автоматические льночесальные, а также гребнечесальные машины.

Обработка льняного волокна на этих машинах также связана со значительным выделением пыли в рабочее помещение. Наиболее эффективный способ борьбы с пылью в этих отделах — устройство укрытий над пылящими органами машин, в первую очередь над гребенными полотнами, а также над верхней частью машины. Для наблюдения за работой машин в боковых укрытиях сделаны дверцы *1* (рис. 180, *а*) со сталинитовыми окнами. В соответствии с условиями техники безопасности дверцы сблокированы с пусковым механизмом, поэтому их нельзя открыть на ходу машины.

Если льночесальные машины расположены в первом этаже при низком уровне грунтовых вод, целесообразно устраивать нижние отсосы костры и пыли (рис. 180, *б*) через бункеры *2*, размещенные в подпольных каналах *3* по оси каждой половины машины. У каждой машины устанавливают восемь бункеров, по четыре на каждую ее половину. В этом случае делают также верхний отсос от укрытия через четыре пылеприемника *4* (см. рис. 180, *а*), отсасывающих 4000 м³/ч воздуха на машину, т. е. по 1000 м³/ч на каждый пылеприемник; нижний отсос равен 6000 м³/ч воздуха, т. е. по 750 м³/ч на каждый бункер.

При расположении льночесальных машин во втором и вышележащих этажах, а также в первом этаже при высоком уровне грунтовых вод устройство бункеров становится практически невозможным. Тогда делают лишь верхний отсос пыли через пылеприемник *4*; в этом случае удаляется 5000 м³/ч воздуха на машину (или 1250 м³/ч на каждый пылеприемник); костру удаляют механическим или пневматическим путем. При отсутствии пневмотранспорта от бункеров эффект обеспыливания снижается. Кроме того, устанавливают два дополнительных пылеприемника *5* и *6* соответственно на рабочих местах укладчицы и сортировщицы. Количество удаляемого воздуха от каждого пылеприемника составляет 500 м³/ч.

Чесальные машины. От чесальных машин, применяемых для очеса короткого волокна, выделяется особенно большое количество пыли как органической, так и минеральной.

Основными участками выделения пыли на чесальных машинах являются: 1) низ машины, где выпадает большое количество угаров — костры и коротких волокон, а также минеральной пыли; так, при переработке сырья среднего качества при производительности машины 50 кг/ч количество угаров составляет 3—5 кг/ч, а при переработке сырья низкого качества количество угаров достигает 15—25 кг/ч; 2) автопитатель, в котором пыль выделяется во время его загрузки и при выпадании волокна на питающий стол; 3) дублирная доска; 4) сбивающие гребни; 5) выпускная головка.

На рис. 181 изображена схема местных отсосов пыли от чесальной машины с автопитателем. Для улавливания пыли на

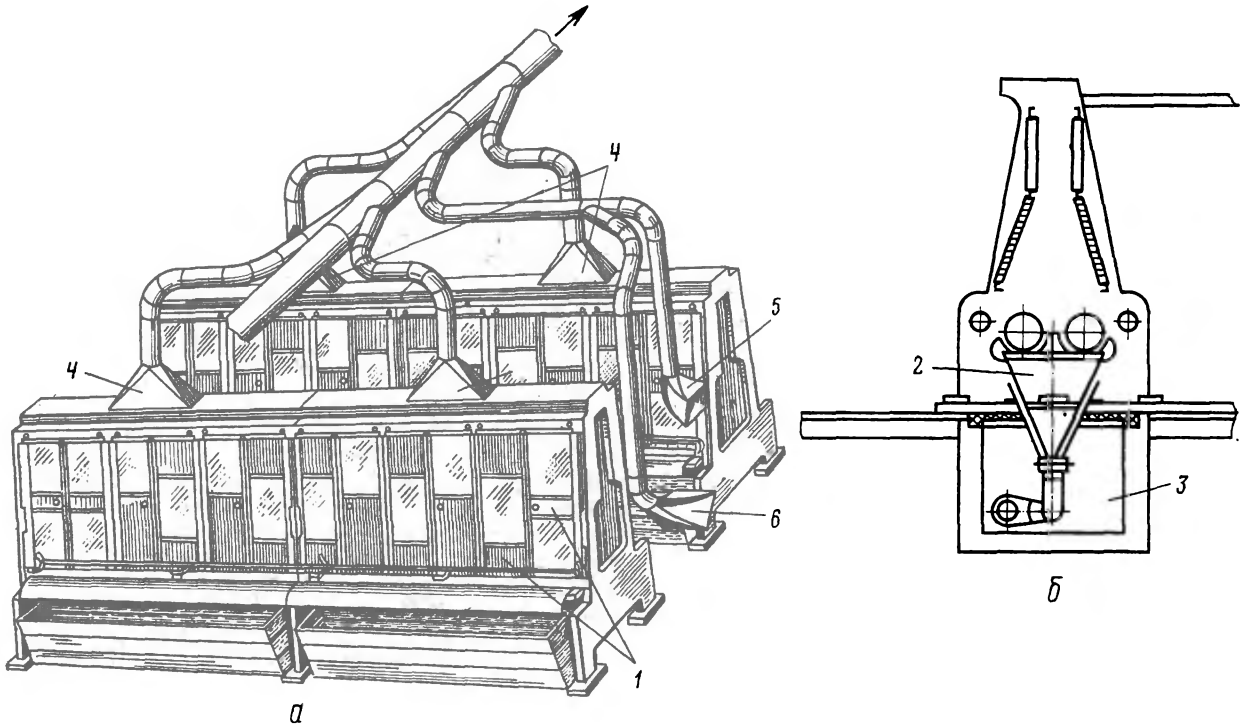


Рис. 180. Укрытие льночесальной машины:
а — общий вид верхних отсосов; *б* — схема нижних отсосов

машине устанавливают: пылеприемник *1*, встроенный в укрытие автопитателя, пылеприемник *2* у сбивающих гребней, пылеприемник *3* под дублирной доской, пылеприемник *4* под выпускной головкой и пылеприемник *5*, встроенный в укрытие выпускной головки. Угары из-под машины подаются в воронку *6* транспортерами *7*. Воронка *6* присоединена к пневмотранспортному трубопроводу.

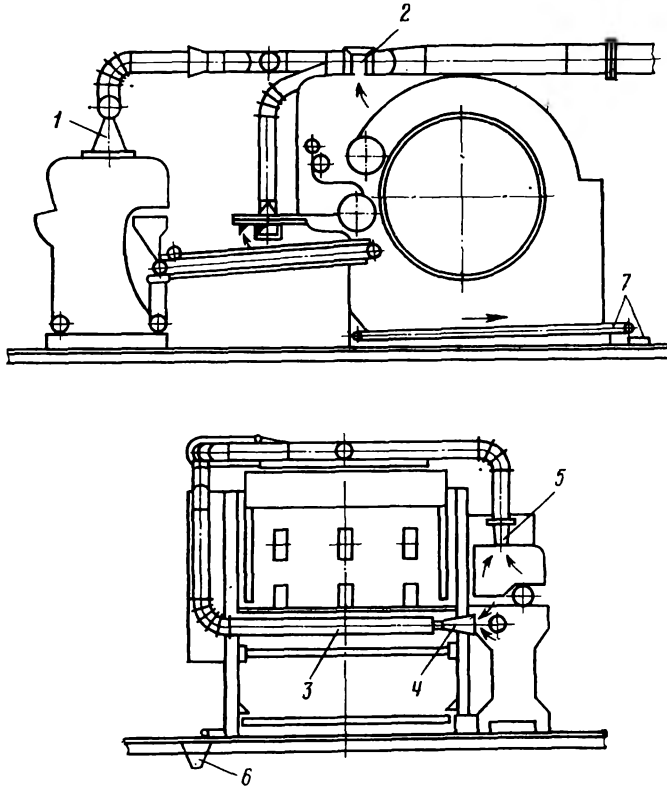


Рис. 181. Схема местных отсосов пыли от чесальной машины с автопитателем

Описанную систему удаления угаров и пыли применяют преимущественно на старых фабриках, если невозможно разместить бункеры под машинами.

При строительстве новых фабрик систему удаления угаров и обеспыливающую вентиляцию делают по схеме, изображенной на рис. 182. В этом случае угары из-под машины поступают в емкий бункер *1* с наклоном стенок к горизонтальной плоскости 55°, откуда самотеком сползают в трубопровод пневмотранспорта; это наиболее простой и надежный способ удаления угаров, не требующий применения движущихся механизмов, как в предыдущей схеме. Однако устройство бункеров возможно лишь в одноэтажных зданиях или в первых этажах многоэтажных фабрик.

Для улавливания пыли на машине устанавливают, как и в предыдущем устройстве, пылеприемник *2* у сбивающих гребней, пылеприемник *3* под дублирной доской, пылеприемник *4* под выпускной головкой, пылеприемник *5* в укрытии выпускной головки. Питание машины волокном происходит не через автопитатель, а с рулонов *6*. При рулонном питании выделение пыли в цех заметно уменьшается. Дверцы *7* служат для осмотра трубопровода и бункера.

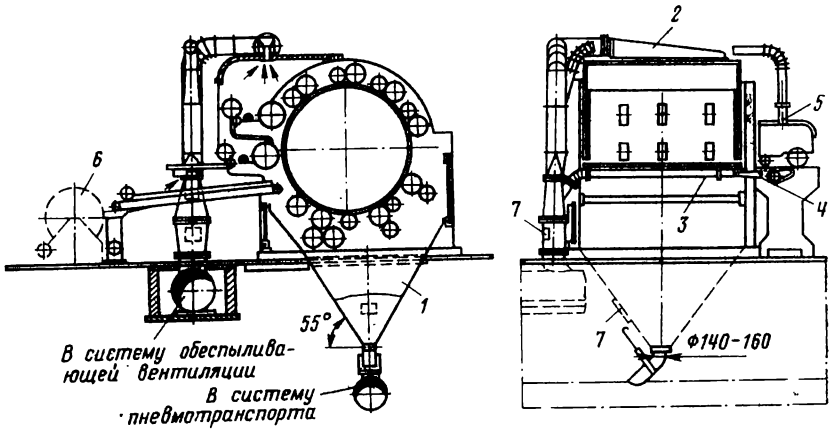


Рис. 182. Схема местных отсосов пыли от чесальной машины с рулонным питанием

Для эффективного удаления пыли, по данным ВНИИОТ, рекомендуется отсасывать следующее количество воздуха (в м³/ч):

От укрытия автопитателя . . .	800
» « сбивающих гребней	1350
Из-под дублирной доски	750
« выпускной головки . . .	500
От укрытия выпускной головки	600

Таким образом, общее количество отсасываемого воздуха от чесальной машины с автопитателем составляет 4000 м³/ч, а от машины с рулонным питанием — 3200 м³/ч. Кроме того, системой пневмотранспорта отсасывается 1000 м³/ч.

Машины ВГЧ (высокоскоростные гребнечесальные). Основное выделение пыли у машины ВГЧ происходит в зоне качающегося гребня (во время вытаскивания волокна и образования «бородки»), а также в зоне вытяжного прибора. Над этими участками — источниками пыления — устанавливают пылеприемник *1* с крышкой *2* на петлях и пылеприемник *3* (рис. 183), вытяжные трубы которых соединяются в один воздуховод, снабженный шибером *4* для отключения воздуховода (автор конструкции пылеприемников В. Е. Бреус).

Боковые стороны *5* пылеприемника *1*, расположенные над гребенным механизмом, прикреплены к верхней части укрытия

на навесках и при чистке, ремонте и наладке машины могут быть подняты.

Пылеприемник *2* над вытяжным прибором имеет телескопическое соединение с воздуховодом и при необходимости может быть вдвинут в воздуховод, выдвинут из него или повернут раструбом вверх. Этот пылеприемник целесообразно делать в виде усеченной пирамиды с основанием 250 × 130 мм, высотой 175 мм; его опускают над вытяжным прибором не более чем на 100 мм.

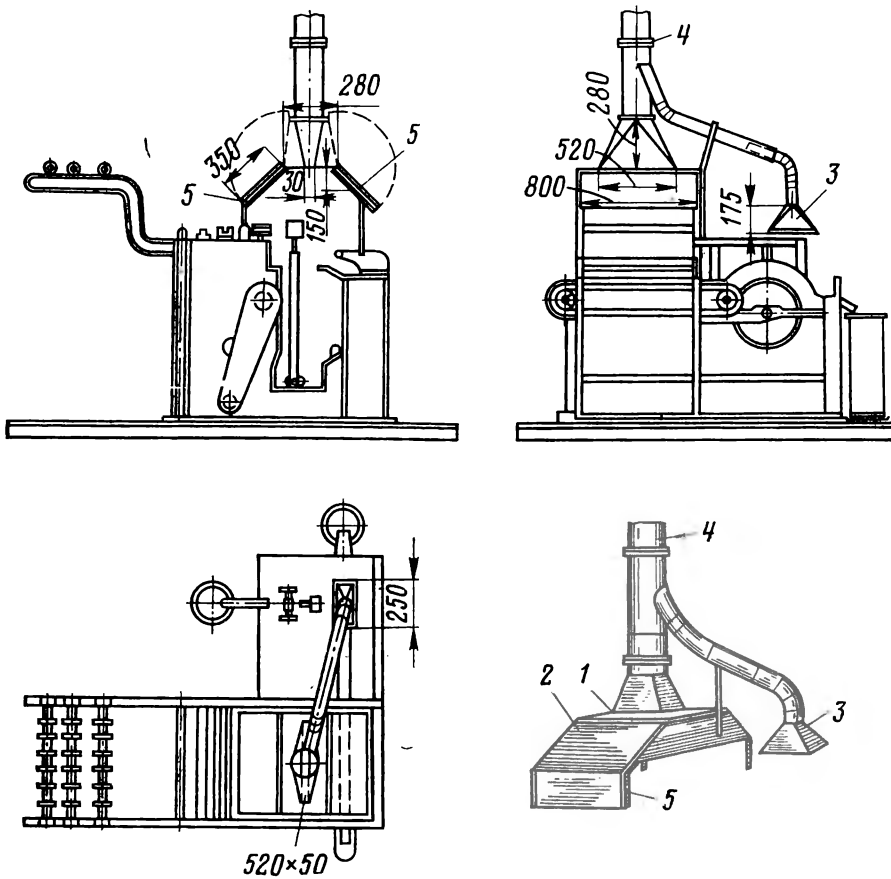


Рис. 183. Схема местных отсосов пыли от машин ВГЧ

По данным ВНИИОТ, для надлежащего обеспыливания помещения необходимо от каждой машины ВГЧ удалять 1000 м³ воздуха: от пылеприемника над гребенным механизмом 750 м³/ч и от пылеприемника над вытяжным прибором 250 м³/ч.

Раскладочные машины. Раскладочные машины служат для формирования ленты с возможно равномерным расположением отдельных волокон. Основное выделение пыли от раскладоч-

ных машин происходит у гребенного поля, а также над настилочными ремнями.

От гребенного поля запыленный воздух (150 м³/ч на одну ленту) удаляется по трубе *1* (рис. 184) с двумя диаметрально противоположными продольными щелями *2* сечением 30×900 мм. От настилочных ремней запыленный воздух (650 м³/ч) удаляется по конической трубе *3* с двумя продольными щелями *4*. Щелевые отсосы для большей эффективности имеют козырьки *5*. Желательно устанавливать также нижний отсос *6* для удаления выпа-

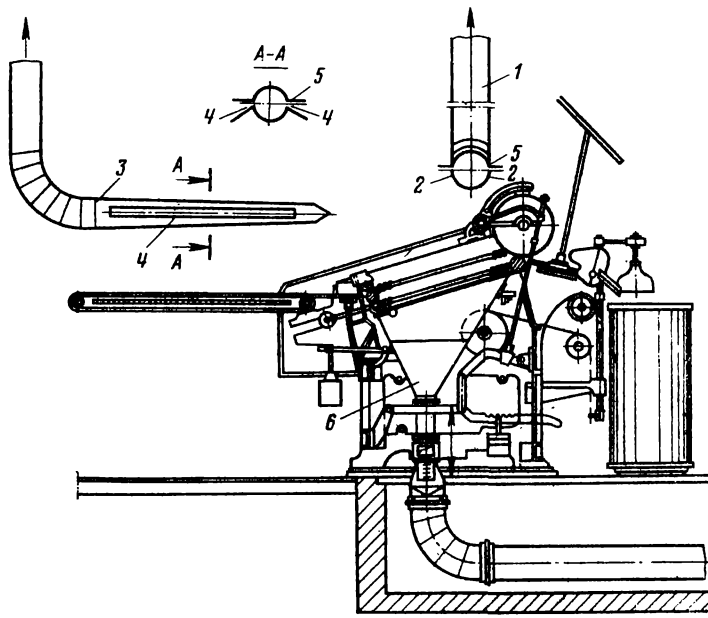


Рис. 184. Схема местных отсосов от раскладочных машин

дающих вниз отходов; количество отсасываемого воздуха для этого отсоса принимается равным 750 м³/ч.

Ленточные машины. Ленточные машины служат для дальнейшего утонения, выравнивания и очистки ленты от костры и и короткого волокна, что связано со значительным выделением пыли. Особенно много пыли выделяется в зоне гребенного поля и у вытяжных пар. Первая ленточная машина характеризуется наибольшим выделением пыли; с переходом продукта на последующие ленточные машины количество выделяющейся пыли уменьшается.

На рис. 185 показана схема пылеприемника *1* ленточной машины, установленного над гребенным полем и состоящего из зонта *2* и трубы *3* со щелями *4* шириной 30 мм и длиной 80—120 мм.

Количество удаляемого воздуха от первой ленточной машины следует принимать равным 300—350 м³/ч, от второй машины —

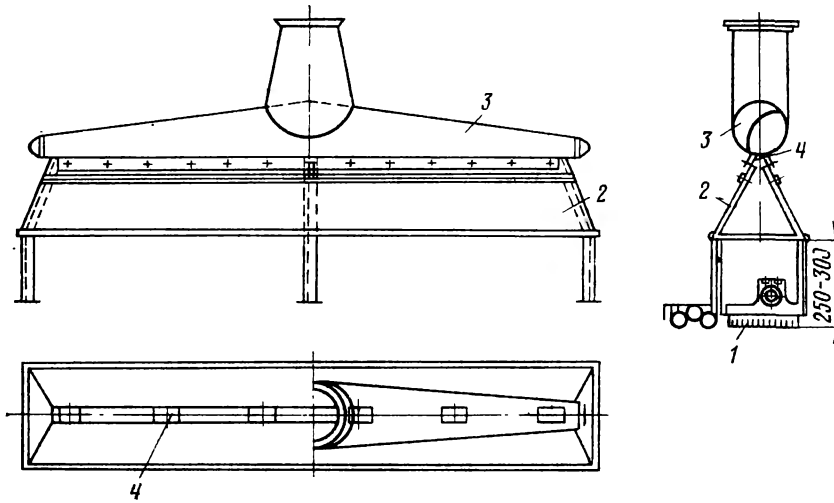


Рис. 185. Схема пылеприемника ленточной машины

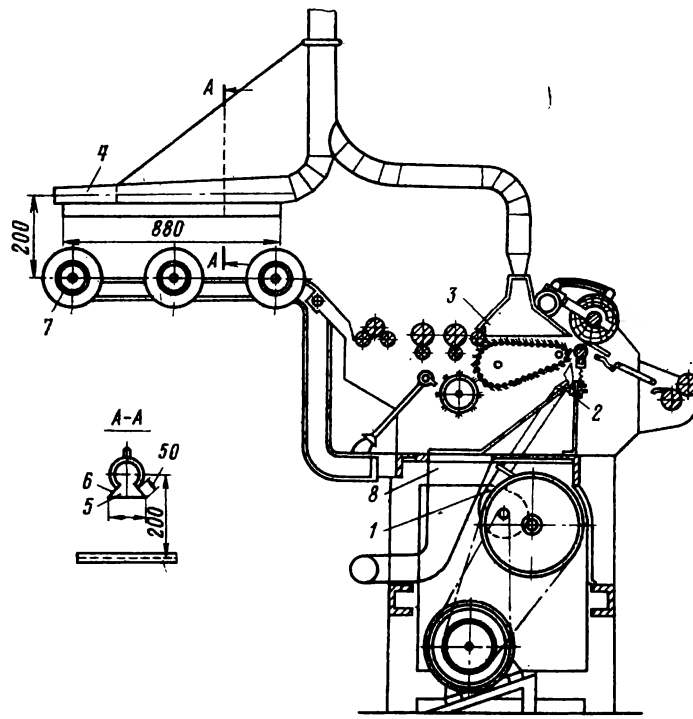


Рис. 186. Схема пылеприемника скоростной ленточной машины

250—300 м³/ч и от третьей и четвертой машин по 200—250 м³/ч (на каждую головку).

На скоростных ленточных машинах скорость ленты на выходе из машины достигает 100 м/мин, а у обычных машин — 15—20 м/мин. С увеличением производительности машины повышается количество выделяемой пыли. Увеличению пылевыделения

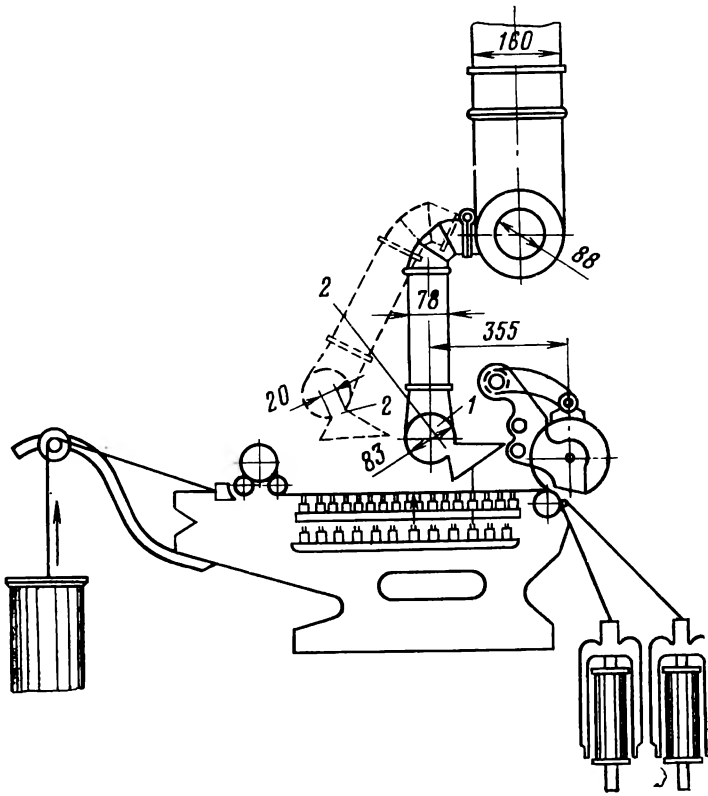


Рис. 187. Схема пылеприемника ровничной машины

на скоростных ленточных машинах способствует, кроме того, наличие воздушной струи, предназначенной для снятия волокна с игл гребней. Эта струя выходит из вентилятора *1* (рис. 186) через сопла *2* со скоростью до 10 м/с.

Во избежание выделения пыли в рабочее помещение такие машины снабжаются пылеприемниками-зонтами *3*, а также дополнительным пылеприемником *4*, представляющим собой горизонтальную трубу с продольной нижней щелью *5* сечением 30×880 мм и раструбом *6*. Дополнительный пылеприемник устанавливают над направляющими роликами *7* машины.

По данным ВНИИОТ, для надлежащего обеспыливания количество воздуха, отсасываемого от гребенного поля через пыле-

приемник *3*, должно быть равно 700 м³/ч и от направляющих роликов через пылеприемник — 4—300 м³/ч.

Желательно также делать нижний отсос для удаления отходов через пылеприемник *8* производительностью 500 м³/ч.

Ровничные машины. Работа ровничных машин сопряжена со значительным выделением пыли в зоне вращающихся рогулек и веретен, а также у гребенного поля. Небольшое количество пыли выделяется в зоне питания — у тазов и питающих цилиндров.

Пыль в ровничных отделах можно удалять общеобменной вентиляционной системой, а также местными отсосами.

На рис. 187 показана схема достаточно эффективного пылеприемника ровничной машины, состоящего из цилиндрической трубы *1* со щелью *2* (20×780 мм) и патрубком, устанавливаемым как можно ближе к вытяжным парам. Конструкция пылеприемника выполнена так, что в случае надобности его можно отвести в сторону.

Для хорошего обеспыливания количество удаляемого воздуха от местных отсосов должно составлять 250—300 м³/ч на каждую головку ровничной машины.

Запыленный воздух, отсасываемый от машин приготовительного отдела, лучше всего очищать на тканевых механизированных фильтрах типа ФРМ или типа ФТНС, в которых достигается высокая степень очистки. Воздух, очищенный на тканевых фильтрах, можно использовать для рециркуляции, т. е. для возврата в производственные помещения.

В приготовительных отделах приточная вентиляция по количеству воздуха соответствует вытяжной. Эту вентиляцию преимущественно делают активной с подачей приточного воздуха на рабочие места.

2. Прядильные отделы

Мокрое прядение. Применяют две системы мокрого прядения: горячее при температуре воды в корытах 55—60° С и холодное с применением контакта при температуре жидкости в корытах 30—35° С.

ЦНИИЛ (Центральный научно-исследовательский институт льняной промышленности) и ВНИИОТ предложили новый способ холодного прядения с применением эмульсий сосновой смолы. Применение этого способа на ряде фабрик дало положительные технологические результаты и значительно улучшило санитарно-гигиенические условия труда.

С применением холодного прядения резко сократились тепло- и влагопоступления в рабочих залах (табл. 28).

Перевод фабрик на работу по холодному способу прядения значительно улучшит условия труда на предприятиях и резко сократит расходы на устройство и эксплуатацию вентиляционных установок. В отделах мокрого прядения устраивают общеобменную вентиляцию.

Таблица 28

Тепло- и влаговыделения при мокром прядении льна *

Прядильные машины	Холодное прядение $t = 30 \div 35°$ С		Горячее прядение $t = 55 \div 60°$ С	
	Влаговыделения на 100 кило-номеров в кг/ч	Тепловыделения на 100 кило-номеров в кДж/ч	Влаговыделения на 100 кило-номеров в кг/ч	Тепловыделения на 100 кило-номеров в кДж/ч
Обычные	9—11	40 000—50 000	16—18	65 000—75 000
Системы инж. Зворыкина	4,5—5,5	20 000—25 000	10—11	40 000—45 000

Примечание. Парциальное давление в рабочей зоне составляло 15—16 мм рт. ст.

Приточную вентиляцию предпочтительнее делать активной, подавая воздух в проходы между машинами. В небольших залах можно делать сосредоточенную подачу воздуха.

Пример. Определить производительность вентиляционной системы отдела мокрого прядения, оборудованного машинами с обычными веретенами.

Выработка в цехе составляет 980 кN/ч при одновременном пребывании в зале 25 человек; температура воды при холодном прядении 30° С; поверхность окон с двойным остеклением в деревянных переплетах, обращенных на юго-восток, равна 42 м^2; кубатура зала — 3200 м^3. Местонахождение фабрики — г. Кохма.

Теплопоступления в помещение:

от машин (по данным табл. 28)

$$Q_1 = \frac{40\,000 \cdot 980}{100} = 392\,000 \text{ кДж/ч},$$

от людей

$$Q_2 = 800 \cdot 25 = 20\,000 \text{ кДж/ч},$$

от солнечной радиации (по данным табл. 8 для географической широты 57°)

$$Q_3 = 500 \cdot 42 = 21\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Общая сумма теплопоступлений

$$\Sigma Q = 392\,000 + 20\,000 + 21\,000 = 433\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Влаговыделение G в цехе исчисляем, пользуясь данными табл. 26:

$$G = \frac{9 \cdot 980}{100} = 88{,}2 \text{ кг/ч}.$$

Определим направление процесса влаго- и теплопоглощения на $i - d$-диаграмме II приложения, воспользовавшись формулой (76), полагая, что коэффициент $\alpha = \beta = 0{,}8$:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Sigma Q}{\Sigma G \cdot 1000} = \frac{433\,000}{88{,}2 \cdot 1000} = 4{,}92 \text{ кДж/г}.$$

Дальнейший расчет ведется так же, как и в ранее рассмотренных примерах.

* По данным канд. техн. наук А. В. Пузырева, ВНИИОТ.

Сухое прядение. В отделах сухого прядения льна, помимо общеобменной вентиляции, целесообразно устанавливать местные отсосы запыленного воздуха от прядильных машин. Однако до настоящего времени нет рациональных и эффективных конструкций аспирационных устройств.

В льноткацких отделах делают общеобменную вентиляцию так же, как и на хлопчатобумажных фабриках.

Глава III

ШЕРСТЯНЫЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

В шерстяном производстве наряду с натуральной шерстью перерабатывают искусственную шерсть, хлопок, искусственные нити и обраты камвольного и суконного производств. Сложная и разнообразная обработка этого сырья связана со значительными выделениями пыли, тепла, а в некоторых отделах и влаги.

Наибольшая запыленность воздуха характерна для приготовительных отделов шерстяных фабрик.

Допустимые температурно-влажностные режимы в различных отделах шерстяных фабрик приведены в табл. 29, составленной в ГПИ-1 (авторы К. Н. Раттэль, В. А. Горяинов и П. Н. Тюрин).

Метеорологические условия в цехах отделочного производства принимаются по данным табл. 2 и 3.

1. Прядильно-ткацкие фабрики

В прядильных и ткацких отделах шерстяных фабрик, на которых вентиляция в основном предназначена для удаления избытков тепла, можно применять рециркуляцию воздуха, которая также допускается в сушильных отделах.

Рециркуляция не допускается: во всех отделах обработки грязной шерсти, в сортировочных, трепальных, смесовых и угарных отделах, а также в красильных, аппретурных и шлихтовальных отделах, в помещении карбонизационных сушилок краско- и мыловарок, в цехах жиродобычи и обработки отходов.

Рассмотрим специфические особенности устройств вентиляции и местных отсосов, установленных на наиболее характерных машинах шерстяных фабрик.

Приготовительные отделы

Трепальная машина периодического действия ТП-90-Ш. Для предотвращения попадания пыли в рабочее помещение трепальную машину оборудуют герметическим укрытием. Пыль из укрытия удаляется вентилятором *1* (рис. 188), встроенным в конструкцию машины. Дополнительно к этому ВНИИОТ рекомендует делать местные отсосы: над питающим транспортером — пылеприемник *2* и над выносным транспортером — пыле-

Таблица 29

Допустимые температурно-влажностные режимы в различных отделах шерстяных фабрик

Отделы и помещения	Режим			
	зимний		летний	
	Температура в °С	Влажность в %	Температура в °С	Влажность в %
Суконные прядильно-ткацкие фабрики				
Приготовительный (сортировка, трепание, смешивание, лабазы)	18—20	Естественная	24—28	Естественная
Аппаратный	20—25	55—50	24—28	55—50
Прядильный и крутильный для пряжи:				
167—83,3 текс	22—25	60—65	26—28	60—55
76,9 текс и выше	22—25	65—60	25—27	60—55
Сновально-мотальный	20—22	65—60	24—26	65—60
Ткацкий	20—23	70—65	23—24	70—65
Камвольные прядильно-ткацкие фабрики				
Приготовительно-прядильный	18—20	Естественная	24—28	Естественная
Кардочесальный	20—23	60—55	26—28	60—65
Ленточный и гребнечесальный для шерсти:				
полугрубой	20—24	70—65	24—26	65—60
тонкой	20—24	75—70	23—26	65—60
Ровничный для шерсти:				
полугрубой	20—24	75—70	23—25	75—65
тонкой	20—23	80—75	23—24	75—70
Гребенного прядения тонкой шерсти для пряжи:				
65,5 — 31,2 текс	22—24	75—70	23—25	75—65
выше 31,2 текс	22—24	75—70	23—25	75—65
Склад ленты и ровницы	16—18	80—75	20—24	75—70
Приготовительно-ткацкий и ткацкий	20—22	75—70	23—24	70—65
Фабрики первичной обработки шерсти				
Сортировочные, лабазы, помещения для грязной или мытой шерсти, трепальные	18—20	Естественная	23—25	Естественная
Моечные, жиродобычи, обработки отходов	22—25	70—60	23—25	75—65
Сушильный	22—25	Естественная	26—28	Естественная

приемник *3*. Свободный проем над выносным транспортером закрывают тканевой шторкой *4*. Целесообразно также устанавливать укрытие *5* к натяжному ролику *6* выносного транспортера и соединять укрытие с мешком *7* для отходов трепания. Около машины целесообразно устанавливать затаривающее устройство *8*.

На рис. 188 также показана характеристика вентилятора данной трепальной машины.

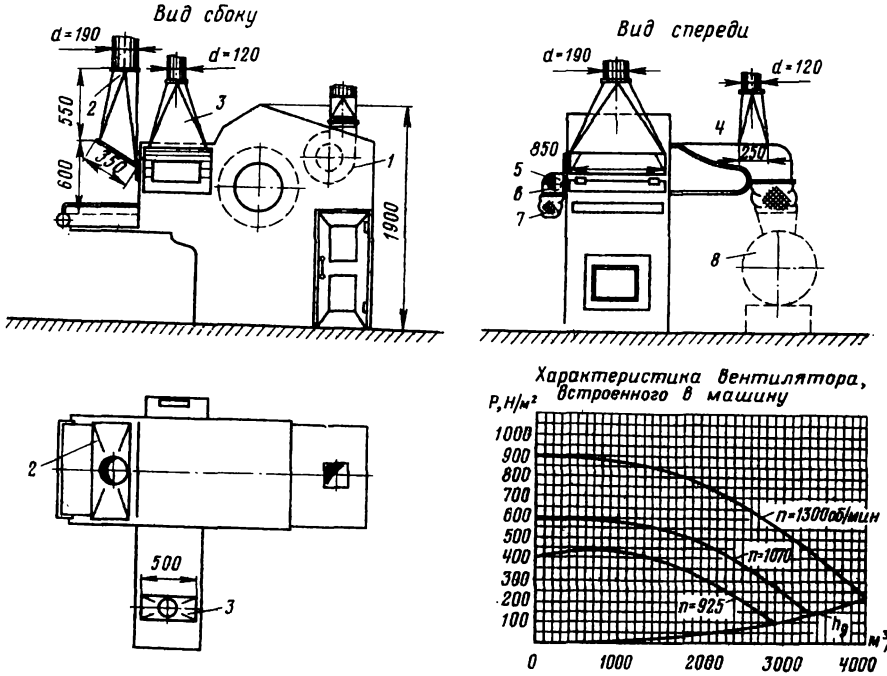


Рис. 188. Схема отсосов пыли от трепальной машины периодического действия ТП-90-Ш

При проектировании системы вентиляции в отделе трепальных машин можно руководствоваться следующими данными ВНИИОТ и ГПИ-1:

количество воздуха, отсасываемого вентилятором, встроенным в конструкцию машины, составляет 2500 м³/ч;

количество отсасываемого воздуха от пылеприемника над входным (питающим) транспортером 1500 м³/ч, а от пылеприемника над выносным транспортером — 500 м³/ч;

скорость воздуха в воздуховоде после вентилятора принимается равной 9 м/с;

для расчета тепловыделений потребляемую мощность на валу машины следует принимать равной 2 кВт при коэффициенте выделения тепла в помещение $K_в = 0{,}2$.

В настоящее время начали применять трепальные машины непрерывного действия ТН-120-Ш, работающие со значительно большей производительностью.

Обезрепеивающая машина. Обезрепеивающая машина также имеет герметическое укрытие, из которого запыленный воздух отсасывается вентилятором *1* (рис. 189), встроенным в конструкцию машины. ВНИИОТ в дополнение к этому рекомендует делать местный отсос над питающим транспортером, установив для этого пылеприемник *2* (автор Г. Н. Смирнов). Для уменьшения выбивания пыли на выходе целесообразно ставить тканевую шторку *3*.

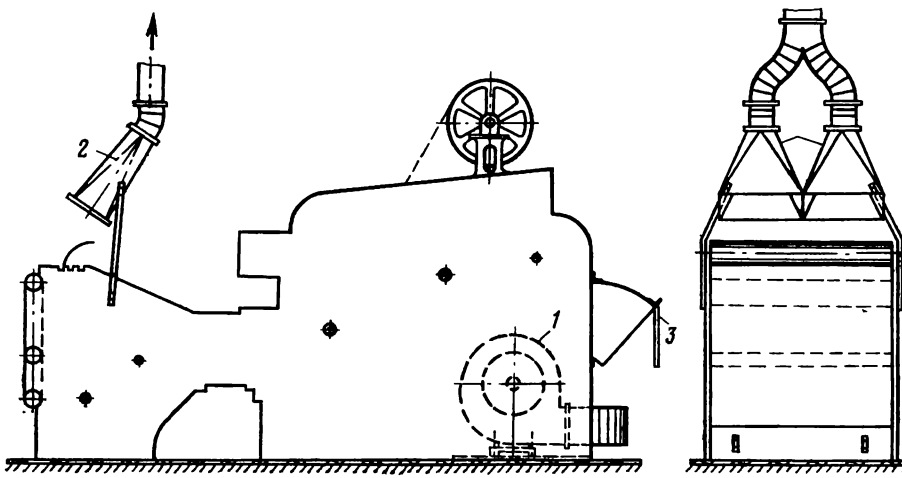


Рис. 189. Схема отсосов пыли от обезрепеивающей машины

При проектировании систем вентиляции для надлежащего обеспыливания количество воздуха, отсасываемого вентилятором, встроенным в конструкцию машины, следует принимать равным 2500 м³/ч, а количество воздуха, отсасываемого от пылеприемника над питающим транспортером,—1500 м³/ч.

Волчок. На рис. 190 показана схема отсосов пыли от волчка и способ удаления запыленного воздуха — нижний (вариант I) и верхний (вариант II). Последний более удобен при монтаже и эксплуатации, так как его применение не требует устройства подпольных каналов. Отсос пыли осуществляется вентилятором *1*, встроенным в конструкцию машины.

При расчете систем вентиляции можно исходить из следующих данных ГПИ-1:

количество воздуха, удаляемого вентилятором машины для надлежащего обеспыливания, принимается равным 1000 м³/ч; число оборотов вентиляторов постоянно и равно 1900 об/мин;

скорость воздуха в воздуховоде после вентилятора во избежание осаждения в нем пыли принимается равной 9 м/с;

расходуемая мощность на валу машины составляет 10 кВт при коэффициенте выделения тепла в помещение $K_в = 0{,}25$.

Щипально-замасливающая машина. Отсос пыли осуществляется через приемник *1* (рис. 191) для случая, когда шерсть транспортируется пневматически, и вентилятором *2*, когда щипальная машина агрегирована со смесовой установкой. Спе-

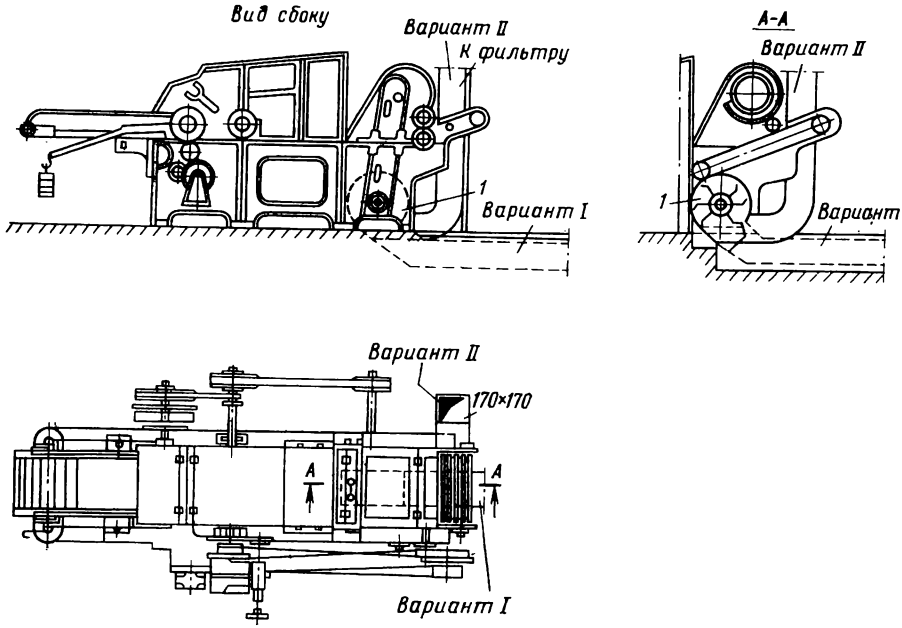


Рис. 190. Схема отсоса пыли от волчка

циального вентилятора для отсоса пыли на этих машинах не устанавливают, а пыль удаляют вентилятором установки пневматического транспорта.

Количество шерсти, транспортируемой от машин пневматическим способом, принимается равным 500 кг/ч.

Количество воздуха, удаляемого установкой пневматического транспорта, восполняется приточной вентиляцией.

Для расчета тепловыделений принимают электродвигатели следующей мощности (в кВт): с замасливающим аппаратом — 4,5; без замасливающего аппарата — 3,7.

Установки для пневматической транспортировки шерсти. На шерстяных предприятиях широко применяют пневматический способ транспортировки шерсти, имеющий, помимо технологического, большое санитарно-гигиеническое значение, так как применение его способствует значительному снижению запыленности воздуха в помещении и облегчению условий труда.

От таких машин, как трепальные, обезрепеивающие, щипальные, чесальные, угароочищающие, волчки для обработки регенери-

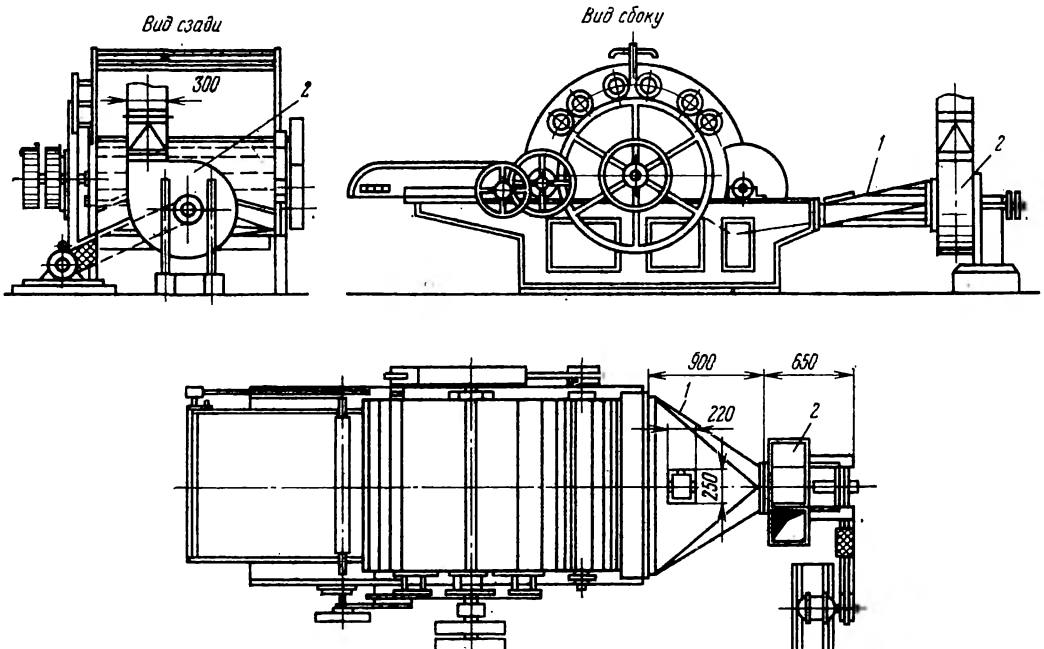


Рис. 191. Схема отсоса пыли от щипально-замасливающей машины

рованной шерсти и ленточные сушилки, шерсть транспортируют в лабазы пневматическим путем. Пневматические установки, кроме того, применяют для перемещения волокнистого материала от одной машины к другой и из одного лабаза в другой.

Пневмотранспорт получил широкое применение также в автоматических поточных линиях, в которых передача шерсти из смесового отдела к прочесным аппаратам происходит пневматическим путем, что существенно облегчает и оздоровляет условия труда.

Чесальные отделы

В чесальных отделах шерстяных фабрик устраивают общеобменную вентиляцию с той же системой подачи и удаления воздуха, что и на хлопчатобумажных фабриках. Производительность установки кондиционирования воздуха определяют из условий ассимиляции избытков тепла и создания в рабочем зале требуемых метеорологических условий. При такой производительности вентиляционной установки содержание пыли в воздухе (согласно проведенным анализам ВНИИОТ) в среднем не превышает предельно допустимых концентраций. Однако при чистке и пропыливании главных барабанов запыленность воздуха резко увеличивается, доходя в зонах чистки до 100—160 мг/м^3.

Наиболее эффективным способом борьбы с пылью и создания благоприятных условий для работы чистильщиков является пневматическое очесывание барабанов чесальных машин.

Вентиляцию в ленточных, гребнечесальных, прядильных и ткацких залах шерстяных фабрик делают общеобменной, руководствуясь теми же принципами, что и при устройстве вентиляции на хлопчатобумажных фабриках.

2. Отделочные фабрики

Основным теплотехническим показателем работы красильных барок является удельный расход пара, т. е. расход его на окраску 1 кг ткани или полуфабриката.

Применением закрытых барок можно значительно снизить удельный расход пара, а также количество тепла и влаги, попадающих в помещение, что можно наглядно видеть из данных табл. 30.

Таблица 30

Сравнительный расход пара в красильных барках
(по данным доц. А. Г. Бекетова)

Тип барки	Удельный расход пара в кг/кг ткани	Экономия пара в % к расходу при открытой барке	Коэффициент прорыва	
Открытая	7,8	—	0,415	0,480
Закрытая	5,15	34,0	0,207	0,145

При полной герметизации барок можно не устраивать вытяжных воздуховодов, так как незначительное количество пара, пробивающегося при открывании смотровых дверей, можно уловить системами общеобменной вентиляции.

Применяя герметизацию красильных ванн, помимо значительной экономии расхода пара, можно резко улучшить и санитарно-гигиенические условия труда на красильных фабриках; кроме того, рабочее помещение освобождается от вытяжных воздуховодов, затемняющих и загромождающих его.

При установке нового оборудования осуществляются механизированная подача красителя в барки, автоматическое регулирование температуры красителя и замена острого пара глухим (т. е. замена непосредственного впуска пара в красильный раствор подачей по змеевикам). Это ведет к дальнейшему снижению удельного расхода пара и оздоровлению условий труда в красильных отделах.

Там, где по технологическим причинам нельзя сделать герметических укрытий, а влаго- и тепловыделения значительны, их удаляют через местные отсосы в виде зонтов.

В ленточных, ровничных, гребнечесальных отделах и в отделе гребенного прядения, как правило, применяют доувлажнение воздуха. В аппаратно-чесальных отделах доувлажнение воздуха обычно не применяют.

Глава IV

ПРЕДПРИЯТИЯ ПО ПЕРЕРАБОТКЕ НАТУРАЛЬНОГО И ИСКУССТВЕННОГО ШЕЛКА

В различных цехах фабрик, перерабатывающих натуральный и искусственный шелк, борьба с пылью, избыточным теплом и влагой осуществляется теми же путями и средствами, что и на фабриках других отраслей текстильной промышленности.

Допустимые температурно-влажностные условия в цехах шелковых фабрик приведены в табл. 31, составленной по данным ГПИ-1 (авторы: инженеры Н. Е. Чернов, К. Н. Раттэль и В. А. Горяинов).

Температурно-влажностные условия в цехах отделочных фабрик принимаются по данным табл. 2 и 3.

На шелковых фабриках воздух очищают от пыли посредством тканевых рукавных фильтров, после чего его можно возвратить в рабочие помещения (т. е. допускается рециркуляция). Можно также применять сетчатые фильтры в тех случаях, когда очищенный воздух удаляется наружу.

Крашение шелковых тканей, так же как хлопчатобумажных и шерстяных, связано с многократным погружением ткани в растворы красителя, подогретые до определенной температуры. В связи с этим происходит интенсивное испарение жидкости с поверхностей красильных ванн и ткани в воздух рабочих помещений.

Таблица 31

Допустимые температурно-влажностные условия в различных отделах шелковых фабрик

Отделы или помещения	Зимний режим		Летний режим	
	Температура в °С	Влажность в %	Температура в °С	Влажность в %
Кокономотальные фабрики				
Для сортировки коконов	18—20	Не нормируется	24—26	Не нормируется
Для размотки коконов	20—24	Не более 70	24—26	65—60
Редивидажный	18—22	70—60	22—26	70—60
Лаборатория . .	18—22	70—60	22—25	70—60
Комната для шелка	18—22	70—60	22—25	70—60
Сарначный	18—24	60—50	26—28	55—60
Для размотки коконных отходов	22—26	70—60	24—26	65—60
Шелкопрядильные фабрики				
Сортировочный	18—24	50	22—26	60
Варочный	24—26	65—60	26—28	55—60
Чесальный	22—24	65—60	22—26	70—60
Угарный	22—26	65—60	22—26	65—60
Приготовительный	22—26	65—60	24—26	65—60
Прядильный . .	22—26	65—60	24—26	65—60
Тростильно-крутильный	18—22	60—55	24—26	60—55
Отделки шелковой пряжи	20—22	70—60	24—26	65—60
Шелкокрутильные фабрики				
Мотальный	20—22	65—60	24—26	65—60
Тростильно-крутильный	20—22	65—60	24—26	65—60
Каркасно-крутильный	20—22	65—60	24—26	65—60
Уборочный	18—20	65—60	24—26	65—60
Для замочки . .	18—20	70—65	24—26	65—60
Склад шелка-сырца .	16—20	60—50	24—26	60—50
Склад готовой продукции	18—20	60—50	24—26	60—50
Лаборатория	18—20	70—65	22—25	70—65
Шелкоткацкие фабрики				
Мотальный	18—20	65—60	22—26	65—60
Сновальный	18—20	65—60	22—26	60—55
Ткацкий . . .	18—20	70—65	22—26	70—60
Уточная контора	18—20	75—70	20—24	75—70
Склад сырья и полуфабриката	15—18	60—50	22—26	60—50
Производство вискозных нитей				
Перемоточный	22	60—55	По данным табл. 2 и 3	60—55
Крутильный для крутки нитей:				
обычным способом	22	60—65	То же	60—65
вращением паковки	22	70	»	70
Сортировочный	22	60	»	60

Продолжение

Отделы и помещения	Зимний режим		Летний режим	
	Температура в °С	Влажность в %	Температура в °С	Влажность в %
Производство вискозного корда				
Крутильный	22	60—65	По данным табл. 2 и 3	60—65
Ткацкий . .	22	60—65	»	60—65
Складально-мотальный	22	60—65	»	60—65
Производство капроновых нитей				
Крутильный	23	57	23	57
Перемоточный .	23	52	23	52
Для сортировки кордного волокна	22	62	22	62
Буферная камера, помещение для сортировки и упаковки шелка .	23	52	23	52
Буферные камеры для кондиционирования волокна после сушки и перед процессом ткачества .	22	62	22	62
Крутильный для кордных нитей	22	62	22	62
Ткацкий и перемоточный для переработки технических нитей	22	62	22	62
Цеховая лаборатория	20	65	20	65

Для предупреждения попадания в рабочее помещение пыли машины, перерабатывающие шелк и шелковые отходы, снабжают укрытиями, из которых отсасывается следующее количество запыленного воздуха (в $м^3$/ч на одну машину):

Коконорезальная машина	3000
Коконотрепальная »	600
Волчок:	
пыльный	2500
коконный	1400
Штапелирующая машина:	
большая	1200
малая . .	600
Трепальная машина .	2500
Валичная чесальная машина	800
Разрыхлительный волчок	4000
Двухпрочесные аппараты	2000
Точильный станок	3000
Газоопаливающая машина	3000
Чистильная машина	3500

По технологическим условиям шелковые ткани часто окрашивают в открытых барках без применения ограждений или зонтов. В этом случае обестуманивание в красильных отделах производится при помощи общеобменной вентиляции. В летнее время приточный воздух в цехи обычно подается через открытые окна или фрамуги; в зимнее и переходное время года подогретый воздух подается вентиляторами. Если возникает опасность пересыщения

воздуха в верхней зоне или конденсации влаги на внутренних поверхностях верхних перекрытий, осуществляют двухзональную подачу воздуха: в рабочую зону — при температуре 16—18° С и в верхнюю зону помещения — более нагретого воздуха при температуре около 30—40° С (продувочная вентиляция).

Вытяжную вентиляцию целесообразно делать естественной: через шахты с установленными в них дефлекторами ЦАГИ или через фонари.

Обестуманивающие установки для красильных отделов фабрик по переработке шелка рассчитывают так же, как и для других аналогичных отделов текстильных предприятий по расчетным параметрам А наружного воздуха.

Системы кондиционирования воздуха в остальных отделах этих фабрик (например, крутильных, ткацких и др.) рассчитывают и устраивают так же, как и в соответствующих отделах хлопчатобумажных фабрик по расчетным параметрам Б наружного воздуха.

Глава V

ШВЕЙНЫЕ ПРЕДПРИЯТИЯ

Современные швейные фабрики являются механизированными предприятиями с поточными процессами производства. При осуществлении технологических процессов изготовления изделий происходит выделение большого количества тепла, влаги, токсичных газов и пыли. Удаление их является основной задачей систем вентиляции данных предприятий.

На швейных предприятиях, изготовляющих одежду в основном из синтетических тканей, на поверхности последних наблюдается скопление значительных электростатических зарядов. Для их нейтрализации в цехах необходимо поддерживать соответствующий температурно-влажностный режим. Следовательно, создание в цехах швейных предприятий искусственного микроклимата диктуется не только санитарно-гигиеническими, но и технологическими требованиями.

В табл. 32 приведены допустимые параметры воздушной среды в рабочих помещениях швейных предприятий.

В системах кондиционирования воздуха на швейных предприятиях особое внимание следует уделять организации воздухообмена в рабочих помещениях. Учитывая, что работницы швейных цехов при поточных процессах производства находятся на определенных местах, воздухообмен необходимо осуществлять так, чтобы в рабочей зоне не ощущались неприятные токи воздуха. Ниже приведены величины допустимой подвижности воздуха в цехах швейных фабрик, которые значительно ниже допустимых скоростей воздуха в цехах текстильных предприятий, где работницы находятся в постоянном движении:

Температура воздуха в рабочей зоне в °С	Подвижность воздуха в рабочей зоне в м/с	Температура воздуха в рабочей зоне в °С	Подвижность воздуха в рабочей зоне в м/с
21—22	0,2	27	0,45—0,55
23	0,25	28	0,50—0,65
24	0,30	29	0,55—0,70
25	0,35	30	0,60—0,80
26	0,4—0,5		

Ранее указывалось, что циркуляция воздуха в замкнутом помещении определяется действием приточных струй, в связи с чем при организации воздухообмена в первую очередь следует обращать внимание на устройство приточной вентиляции.

Приточные каналы на новых фабриках встраивают в строительные конструкции здания, а на старых фабриках их осуществляют в виде подвесных коробов. Выпуск воздуха предпочтительнее делать через щелевидные отверстия небольшой ширины (20—30 мм), исходя из того, что узкая струя быстрее размывается в общей массе воздуха. В высоких помещениях (5÷6 м) щелевые отверстия можно располагать в нижней стенке канала (см. рис. 67), в помещениях высотой 3,5÷5 м в боковых стенках канала рекомендуется делать вертикальные щели с экранами, направляющими лопатками и подвижной рейкой (см. рис. 69—70). Изменением положения лопаток можно регулировать скорость воздуха в рабочей зоне. В цехах высотой до 3,5 м раздачу воздуха рекомендуется осуществлять через мелкие отверстия в боковых перфорированных стенках воздуховода (см. рис. 63).

Скорость выхода воздуха из щелевых отверстий должна быть такой, чтобы на рабочих местах подвижность воздуха соответствовала данным, приведенным выше. Для этого можно использовать формулы, приведенные в табл. 17, номограмму на рис. 72 и пример расчета на стр. 126.

Удаление воздуха в небольших цехах (длиной до 50 м) осуществляют сосредоточенным способом (т. е. без вытяжных воз-

Таблица 32

Допустимые параметры воздушной среды в рабочих помещениях швейных фабрик (по данным ГПИ-3)

Помещение	Температура воздуха в °С		Относительная влажность воздуха в %	Предельная запыленность воздуха в мг/м³
	в зимний и переходный периоды	в летний период		
Склад	16	Естественная	Естественная	4
Цехи:				
закройный	18—20	Согласно данным табл. 2 и 3, но не свыше 30°	50—60	4
ватный	18—20		50—60	4
пошивочный	20—22		50—60	4

духоводов); в этом случае отработанный воздух в летнее время удаляется через открытые окна или фрамуги окон, а в зимнее и переходное время года часть воздуха возвращается к кондиционерам на рециркуляцию, а другая часть выходит наружу через неплотности ограждений здания.

В цехах большой длины и большой площади удаление воздуха — рассредоточенное; в этом случае устанавливают вытяжные вентиляторы, удаляющие воздух из цеха через вытяжные каналы с большим количеством отверстий.

Рассмотрим особенности систем вентиляции основных цехов швейных фабрик.

1. Закройные цехи

В закройных цехах швейных фабрик какие-либо вредности в значительных количествах не выделяются. Поэтому в этих цехах устраивают общеобменную приточно-вытяжную вентиляцию с двукратной сменой воздуха в час. Согласно СН 245—71 в производственные помещения с кубатурой на одного работающего менее 20 м^3 должно подаваться на одного человека не менее 30 м^3/ч, а в помещениях с кубатурой на одного работающего от 20 до 40 м^3 — не менее 30 м^3/ч наружного воздуха.

2. Ватные цехи

В ватных цехах выделяется значительное количество пыли в процессе настила ваты. В этих цехах происходит также небольшое теплопоступление от людей, искусственного освещения и от солнечной радиации.

Производительность вентиляции в ватных цехах определяется величиной местных отсосов от столов для настила ваты. Схема устройства вытяжной вентиляции от столов для настила ваты приведена на рис. 192. Это устройство состоит из шкафа *1* трапециевидного сечения, передняя сторона которого открыта, а в задней сделаны прямоугольные отверстия *2* размером 30×180 мм, обтянутые металлической сеткой с ячейками размером 10×10 мм. Запыленный воздух, всасываясь через эти отверстия, поступает в вытяжной канал, откуда направляется для очистки в фильтры. Верхнюю наклонную стенку *3* для лучшей освещенности рабочего места делают остекленной.

Для надлежащего удаления пыли количество воздуха, отсасываемого от стола для настила ваты, принимается равным 300 м^3/ч на 1 м длины стола.

При очистке воздуха тканевыми фильтрами разрешается его рециркуляция в помещение. В случае выброса воздуха наружу допускается его очистка на сетчатых фильтрах.

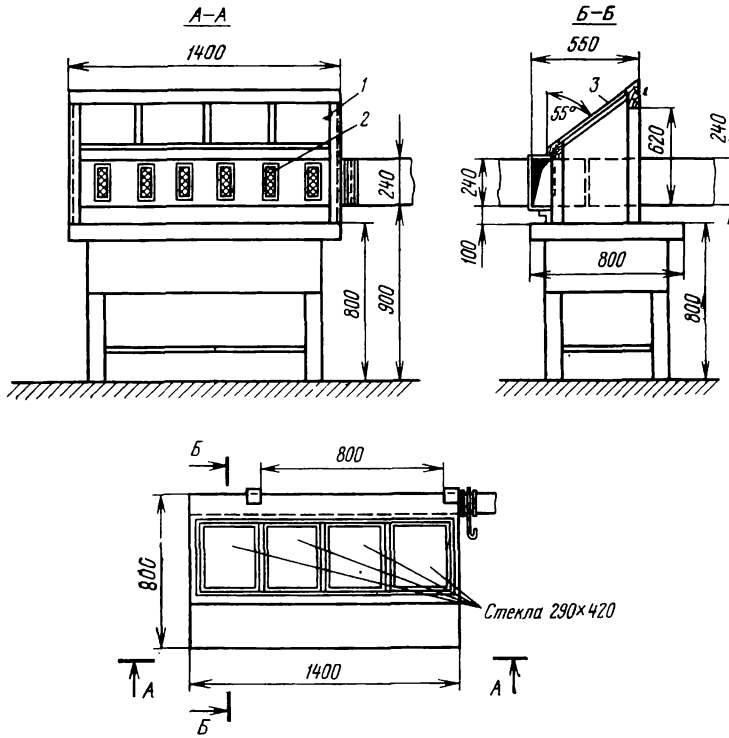


Рис. 192. Схема устройства для вытяжной вентиляции от стола для настила ваты

3. Швейные цехи

Швейные цехи являются основными цехами предприятий как по их технологическому значению, так и по количеству занятых в них рабочих. В швейных цехах происходит значительное поступление как тепла (до 120 кДж/ч·м^3), так и водяных паров, борьба с которыми является основным назначением вентиляционных установок данных цехов.

Основными источниками теплопоступлений являются швейные машины, оборудование для термической обработки изделий (паровые или электрические прессы, электрические утюги и т. д.), а также люди, электрические светильники и в летнее время солнечная радиация.

Теплопоступления от машин можно определить, исходя из среднего значения коэффициента загрузки их электродвигателей ($K_1=0{,}8$), коэффициента одновременности их работы ($K_2=0{,}6\div0{,}8$) и коэффициента спроса электроэнергии ($K_{\text{спр}}=0{,}70\div0{,}75$).

Среднечасовые тепло- и влагопоступления при работе паровых и электрических прессов и утюгов приведены в табл. 33, составленной на основе данных ГПИ-3.

Таблица 33

Среднечасовые величины тепло- и влагопоступлений и объемы местных отсосов от технологического оборудования швейных предприятий

Оборудование	Установленная мощность в кВт		Теплопоступления в кДж/ч		Влагопоступления в кг/ч	Объем местного отсоса в м³/ч
	электронагревательных приборов	электродвигателей	полное Q	явное $Q_{яв}$		
Гладильный пневматический тяжелый пресс-полуавтомат ТПП-2	6,5	—	29 400	13 700	3,5	1000 на один пресс
Пневматический легкий пресс-полуавтомат ПЛП-М	3,0	—	10 400	6 700	1,5	То же
Гладильный пневматический средний пресс-полуавтомат ПСП	5,5	—	19 500	13 400	2,5	»
Гладильный гидравлический многопозиционный пресс ГПД-5	8,5	1,0	32 100	21 800	3,5	
Пресс для сутюжки рукавов после втачивания СПРЧ-2	0,4	—	1 400	920	0,2	
Отпарочный аппарат для снятия лас ОАГ-2	4,8	—	17 100	5 850	4,5	1000
Гладильный пресс с гидроприводом ГП-2,5	5,4	0,6	19 200	13 000	2,5	100
Гладильный пресс двухпозиционный для обработки воротников и манжет мужских сорочек	2,8	1,0	10 000	6 500	1,4	—
Полуавтомат для обработки и сборки воротников пиджаков ОВК-7	1,3	—	4 600	4 000	0,25	—
Механизированный аппарат для обработки и сборки листочек пиджака ОЛК-1М	2,0	—	7 050	6 060	0,4	—
Полуавтомат для обработки и сборки воротников пальто ОВК-6	1,2	0,25	4 190	3 560	0,25	—
Полуавтомат для обработки и сборки низа рукавов ОНК-6	2,2	—	7 740	6 500	0,5	—
Фальпресс для обработки крупных деталей швейных изделий ФП-1	1,0	0,25	3 600	3 100	0,2	—
Пресс для обработки шлицы спинки мужских пальто ПШ-2	2,0	0,6	7 050	6 060	0,4	—

Продолжение

Оборудование	Установленная мощность в кВт		Теплопоступления в кДж/ч		Влагопоступления в кг/ч	Объем местного отсоса в м³/ч
	электронагревательных приборов	электродвигателей	полное Q	явное $Q_{яв}$		
Гладильные электромеханические пресс-автоматы						
Ч-311-0,1	4,4	—	23 200	15 700	3,0	1400
Ч-311-0,2	5,6	—	30 000	20 000	4,0	
Ч-311-0,3	—	—	21 000	13 600	3,0	
Ч-311-0,4	2,0	—	14 000	9 000	2,0	
Ч-311-0,5	—	—	24 000	16 500	3,0	
Ч-311-0,6	6,2	—	33 200	22 000	4,5	
Ч-311-0,7	6,2	—	33 200	22 000	4,5	
Ч-311-0,8	—	—	33 200	22 000	4,5	
Ч-311-0,9	—	—	33 200	22 000	4,5	
Ч-311-10	—	—	19 800	12 300	3,0	
Гладильные прессы электрические						
ГП-2 5-1	3,5	—	12 600	7 500	2,0	1000
ГП-2 5-2	3,2	—	11 200	6 700	1,8	
ГП-2 5-3	2,0	—	7 100	4 600	1,0	
ГП-2 5-4	2,0	—	7 100	4 600	1,0	
ГП-2 5-5	3,5	—	12 600	7 500	2,0	
ГП-2 5-6	2,0	—	7 100	4 600	1,0	
ГП-2 5-7	3,5	—	12 600	7 500	2,0	
Гладильный автоматизированный пресс модели Твин-Рапид			45 000	27 200	7,0	1700
Паровоздушный манекен (двухпозиционный ПВМ)			104 000	83 800	8,0	3800
Паровоздушный манекен (двухпозиционный ПВМ-5)	—	—	160 000	129 000	12,0	5800
Паровоздушный манекен Хогесс (двухпозиционный) ГФ-6	—	—	102 000	83 800	8,0	3800
Паровоздушный манекен ПБ-401	—	—	70 000	45 000	10,0	3000
Паровой пресс	—	1,0	28 000	16 700	4,5	1000
Электрический утюг	0,5	—	1 700	1 190	0,23	—
» »	0,8	—	2 800	1 670	0,45	—
» »	1,0	—	3 600	2 340	0,5	—

Теплопоступления от людей для швейных цехов можно принять равными в размере 540 кДж/ч на 1 человека, включая и теплосодержание выделяемого водяного пара; его количество рекомендуется принимать в среднем равным 95 г/ч на 1 человека. Остальные теплопоступления учитывают на общих основаниях. Основная часть всех теплопоступлений удаляется сооружаемыми в швейных цехах системами общеобменной вентиляции.

При групповом расположении прессов целесообразно над ними устанавливать остекленную завесу *1* (рис. 193). Потоки нагретого воздуха и водяного пара от прессов *2* устремляются вверх под завесу, откуда отсасываются по трубе *3*, присоединенной к вентилятору.

При этом объем вытяжки принимается равным 1000—1700 м³/ч на каждый пресс. Такой же объем приточного воздуха подается к зоне расположения прессов через приточный воздуховод *4* со щелевидными отверстиями и экранами с поворотными лопатками *5*; они направляют струи приточного воздуха в рабочую зону и таким образом в известной степени осуществляют душирование рабочих

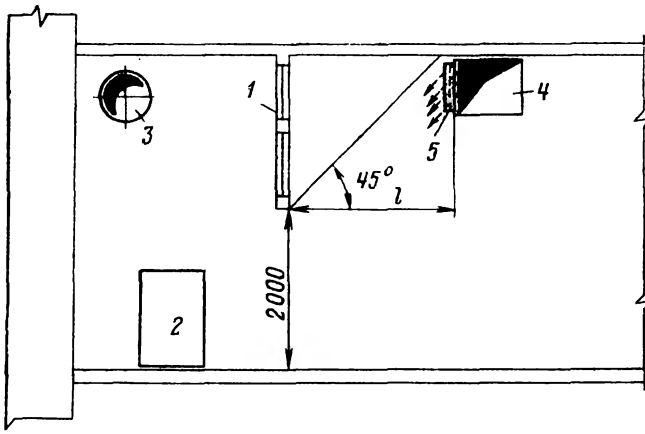


Рис. 193. Схема вентиляционной установки для рабочих мест при групповом расположении прессов

мест. При таких условиях в рабочий зал швейного цеха прорывается лишь 30% тепла и влаги от общего количества, выделяющегося под остекленной завесой.

Когда прессы устанавливают непосредственно у конвейеров (основной метод, практикуемый в условиях поточного производства), местные отсосы над ними не устраивают и все выделения от них поступают непосредственно в рабочий зал.

При изготовлении одежды клеевым методом в рабочие помещения может поступать значительное количество токсичных продуктов разложения клея полихлорвиниловых смол. Выделение токсичных продуктов в основном происходит лишь в моменты открывания крышек клеевых прессов после склейки швов. Эти выделения удаляют при помощи местных бортовых отсосов, от которых отсасывают по 2000 м³/ч загрязненного воздуха.

Обычно одна работница обслуживает два пресса, из которых лишь у одного в данный момент открыта крышка. Ввиду этого крышки прессов блокируют механически с клапанами, устанавливаемыми в ответвлениях вытяжных воздухопроводов, обслуживающих соответствующие бортовые отсосы.

Клапаны открываются и закрываются одновременно с крышками, что позволяет снизить в два раза производительность соответствующих местных вытяжных систем.

Кроме указанных вредностей, в ограниченной зоне швейных цехов может выделяться значительное количество пыли от щеток для чистки одежды; пыль также удаляют местными отсосами производительностью по 2000 м³/ч. Отсасываемый воздух очищают от пыли в фильтрах: при рециркуляции его пропускают через тканевые фильтры, а при выбросе наружу — через сетчатые фильтры, допуская их удельную нагрузку в пределах до 200 м³/ч·м²

Все указанные местные отсосы уносят из помещений швейных цехов лишь незначительную часть выделяющихся в них тепла и влаги; основная часть их удаляется системами общеобменной вентиляции, работающими в зимнее время с рециркуляцией внутреннего воздуха. Приточный воздух подается в рабочие помещения кондиционерами, оросительные камеры которых работают, как правило, с охлаждением воздуха за счет адиабатического испарения.

Однако не исключена необходимость применения политропических процессов обработки воздуха в кондиционерах там, где при использовании адиабатического процесса невозможно поддержать температуру внутреннего воздуха при наружных параметрах Б на уровне, установленном СН 245-71 (см. данные табл. 2 и 3).

Во всех этих случаях кондиционеры оборудуют системами авторегулирования, обеспечивающими поддержание заданной температуры внутреннего воздуха с отклонениями в пределах $\pm 1{,}5°$ С и влажности $\pm 3\%$.

Рассмотрим далее численный пример расчета установки для кондиционирования воздуха швейного цеха.

Пример. Рассчитать систему кондиционирования воздуха швейного цеха многоэтажной швейной фабрики, находящейся в г. Херсоне, по следующим данным. Размеры цеха: длина 78 м, ширина 27 м, высота 4,8 м, площадь 2106 м², объем 10100 м³. На каждой из двух продольных стен цеха, обращенных на юго-запад и северо-восток, имеются 14 двойных окон в деревянных переплетах размером 3×4 м. Одновременно в цехе работают 378 человек.

Технологическое оборудование состоит из 280 швейных машин мощностью электродвигателей 0,27 кВт, 56 пневматических средних прессов-полуавтоматов ПСП, 4 прессов СПРЧ-2 для сутюжки рукавов, 40 электрических утюгов с электронагревательными приборами мощностью 0,5 кВт.

Находим сумму теплопоступлений в рабочий зал. Теплопоступления от электродвигателей швейных машин находим по формуле (35):

$$Q_1 = N_{уст} \cdot 3600 \cdot K_{спр} K_в.$$

Принимая $K_{спр}=0{,}73$ (берется из электротехнической части проекта) и $K_н=1$, получим

$$Q_1 = 0{,}27 \cdot 280 \cdot 3600 \cdot 0{,}73 = 198\,700 \text{ кДж/ч}.$$

Теплопоступления от 56 прессов ПСП, 4 прессов СПРЧ и 40 утюгов определяем, используя данные табл. 35 и полагая, что прессы расположены в общей конвейерной линии и, следовательно, $K_в=1$.

$$Q_2 = (19\,500 \cdot 56 + 1400 \cdot 4 + 1 \cdot 700 \cdot 40)\,0{,}8 = (1\,090\,000 + 5600 + 68\,000)\,0{,}8 = 940\,000 \text{ кДж/ч},$$

где 0,8 — коэффициент одновременности работы оборудования.

Теплопоступления от людей при одновременном пребывании в цехе 378 человек и тепловыделении одним человеком 540 кДж/ч (с учетом того, что труд швейника относится к категории легкого физического труда) составят:

$$Q_3 = 540 \cdot 378 = 204\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Теплопоступления от солнечной радиации через остекленные поверхности 14 окон определяем по формуле (38) и данным табл. 9:

$$Q_4 = F_{\text{ост}} q_{\text{ост}} A_{\text{ост}} = 3 \cdot 4 \cdot 14 \cdot 500 \cdot 0{,}6 = 50\,400 \text{ кДж/ч}.$$

Нами принято $A_{\text{ост}} = 0{,}6$; полагаем при этом, что для уменьшения солнечной радиации на жаркий период года стекла будут забелены.

Теплопоступления от искусственного освещения при расходе мощности 40 кВт определяем по формуле (40):

$$Q_5 = 3600 \cdot 40 = 144\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Следовательно, сумма теплопоступлений в цех будет равна

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 198\,700 + 940\,000 + 204\,000 + \\ + 50\,400 + 144\,000 = 1\,537\,100 \text{ кДж/ч}.$$

Определим далее влагопоступления в цех.

Влагопоступления от прессов и утюгов по данным табл. 35 составят

$$G_1 = 2{,}5 \cdot 56 + 0{,}2 \cdot 4 + 0{,}23 \cdot 40 = 141 \text{ кг/ч},$$

а от людей (при влаговыделении одним человеком 0,095 кг/ч)

$$G_2 = 0{,}095 \cdot 378 = 35{,}9 \text{ кг/ч}.$$

Тогда

$$\Sigma G = G_1 + G_2 = 141 + 35{,}9 = 176{,}9 \text{ кг/ч}.$$

Известно, что направление политропического процесса в зале определяется удельным приращением тепла на 1 г влаги, т. е. величиной ε. В нашем случае

$$\varepsilon = \frac{\Sigma Q}{\Sigma G \cdot 1000} = \frac{1\,537\,100}{176{,}9 \cdot 1000} = 8{,}7 \text{ кДж/г}.$$

Перейдем теперь к построению процесса на i—d-диаграмме II приложения.

По параметрам Б наружного воздуха для г. Херсона находим точку D_1, соответствующую $t_{\text{н}} = 34{,}5°$ С и $i_{\text{н}} = 60$ кДж/кг. Для снижения температуры воздуха обрабатываем его в оросительной камере кондиционера оборотной водой, доводя влажность воздуха до 95%; в этом случае процесс в оросительной камере пойдет по линии $D_1 B_4$. Как видно из построения процесса, температура воздуха в камере снизится с 34,5 до 20,7° С, т. е. на 13,8° С, за счет адиабатического испарения без применения холодильных установок.

Процесс поглощения тепла и влаги в цехе пойдет по линии $B_4 A_5$, параллельной лучу $\varepsilon = 8{,}7$ кДж/г.

Перед тем как перейти к выбору внутренних параметров воздуха в цехе (на луче $\varepsilon = 8{,}7$), найдем величину избытков явного тепла на 1 м³ помещения. Количество явного тепла от электродвигателей швейных машин Q_1 по предыдущему составит 198 700 кДж/ч. К ним прибавляем явное тепло от 56 прессов ПСП, 4 прессов СПРЧ и 40 утюгов; пользуясь данными табл. 33, найдем

$$Q_2 = (13\,400 \cdot 56 + 920 \cdot 4 + 1190 \cdot 40)\,0{,}80 = 642\,000 \text{ кДж/ч}.$$

С учетом теплопоступлений Q_3, Q_4 и Q_5, полученных ранее, найдем избыток явного тепла на 1 м³ помещения

$$q_0 = \frac{198\,700 + 642\,000 + 204\,000 + 50\,400 + 144\,000}{10\,100} = 123 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{ч}.$$

Следовательно, рассматриваемый цех относится к помещениям со значительными избытками явного тепла, что надо учитывать при выборе внутренних параметров воздуха по данным табл. 32 и 3. Пользуясь этими таблицами, под-

бираем параметры воздуха в рабочей зоне $t_в=30°$ С, $\varphi_в=61\%$ (точка A_5 на луче $\varepsilon=8{,}7$ кДж/г).

Производительность установки для кондиционирования воздуха определяем из выражения (52 б) с учетом нагрева воздуха в вентиляторе равным 0,8 кДж/кг:

$$L_м = \frac{\Sigma Q}{(\Delta i_{зала} - \Delta i_{вен})\, K_э} = \frac{\Sigma Q}{(i_в - i_к - \Delta i_{вен})\, K_э} =$$

$$= \frac{1\,537\,100}{(72-60-0{,}8)\,1{,}15} = 120\,000 \text{ кг/ч}$$

или

$$L_0 = \frac{L_м}{\rho} = \frac{120\,000}{1{,}2} = 10\,0000 \text{ м}^3\text{/ч}.$$

Значение $K_э$ для активной подачи воздуха берем по данным табл. 18.

Плотность воздуха ρ берем из данных табл. I приложения для $t=20°$ С, т. е. по состоянию приточного воздуха, определяемого точкой B_4 на i—d-диаграмме II приложения.

Кратность смены воздуха в цехе при этом будет равна

$$n = \frac{10\,0000}{10\,100} = 10 \text{ обменов в час.}$$

Для обеспечения нужной подачи воздуха ставим два кондиционера КТ-60 производительностью каждый 46 400 м³/ч при номинальной производительности 60 000 м³/ч.

Расчет установки для зимнего времени производится так же, как это сделано в примере расчета системы кондиционирования воздуха прядильного зала хлопчатобумажной фабрики (см. параграф 2 главы I).

Системы отопления, применяемые на швейных фабриках, те же, что и на текстильных предприятиях.

4. Склады ткани, цехи подготовки ткани и склады готовых изделий

В складах ткани, цехах подготовки ткани и складах готовых изделий не происходит выделения вредностей, поэтому в них применяется естественная вентиляция с однократной сменой воздуха в час. Воздух в указанные помещения поступает через форточки или фрамуги, а удаляется — через каналы, встроенные в конструкции здания.

При устройстве вентиляционных установок во всех цехах швейных фабрик необходимо предусматривать мероприятия по борьбе с шумом, создаваемым вентиляторами и электродвигателями. Для этого вентиляторы и электродвигатели располагают в изолированных помещениях и ограничивают окружные скорости колес вентиляторов до 20 м/с; шум можно уменьшить, устанавливая вентиляторы на основаниях, поглощающих вибрацию, или применив резиновые прокладки — амортизаторы или пружинные виброоснования.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица I

Физические параметры воздуха

Температура воздуха в °С	Плотность сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) в кг/м³	Удельный вес сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении в Н/м³	Парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии в мм рт. ст.	Температура воздуха в °С	Плотность сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) в кг/м³	Удельный вес сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении в Н/м³	Парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии в мм рт. ст.
—20	1,396	13,70	0,94	3	1,279	12,53	5,685
—19	1,390	13,64	1,02	4	1,275	12,49	6,101
—18	1,385	13,59	1,11	5	1,270	12,44	6,543
—17	1,379	13,53	1,21	6	1,265	12,39	7,013
—16	1,374	13,48	1,315	7	1,261	12,35	7,513
—15	1,368	13,42	1,429	8	1,256	12,30	8,045
—14	1,363	13,37	1,551	9	1,252	12,26	8,609
—13	1,358	13,32	1,684	10	1,248	12,22	9,209
—12	1,353	13,27	1,826	11	1,243	12,17	9,844
—11	1,348	13,22	1,979	12	1,239	12,13	10,518
—10	1,342	13,16	2,143	13	1,235	12,09	11,231
—9	1,337	13,11	2,320	14	1,230	12,04	11,987
—8	1,332	13,06	2,509	15	1,226	12,00	12,788
—7	1,327	13,01	2,712	16	1,222	11,96	13,634
—6	1,322	12,96	2,928	17	1,217	11,91	14,530
—5	1,317	12,91	3,158	18	1,213	11,87	15,477
—4	1,312	12,86	3,404	19	1,209	11,83	16,477
—3	1,308	12,82	3,669	20	1,205	11,79	17,533
—2	1,303	12,77	3,952	21	1,201	11,75	18,650
—1	1,298	12,72	4,256	22	1,997	11,71	19,827
0	1,293	12,67	4,579	23	1,193	11,67	21,068
1	1,288	12,62	4,926	24	1,189	11,63	22,377
2	1,284	12,58	5,294	25	1,185	11,59	23,756

Продолжение

Температура воздуха в °С	Плотность сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) в кг/м	Удельный вес сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении в Н/м³	Парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии в мм рт. ст.	Температура воздуха в °С	Плотность сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении (760 мм рт. ст.) в кг/м³	Удельный вес сухого воздуха при нормальном атмосферном давлении в Н/м³	Парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии в мм рт. ст.
26	1,181	11,55	25,209	53	1,083	10,57	107,20
27	1,177	11,51	26,739	54	1,080	10,54	112,51
28	1,173	11,47	28,349	55	1,076	10,50	118,04
29	1,169	11,43	30,043	56	1,073	10,47	123,80
30	1,165	11,39	31,824	57	1,070	10,44	129,82
31	1,161	11,35	33,695	58	1,067	10,41	136,08
32	1,157	11,31	35,663	59	1,063	10,37	142,60
33	1,154	11,28	37,729	60	1,060	10,34	149,38
34	1,150	11,24	39,898	61	1,057	10,31	156,43
35	1,146	11,20	42,175	62	1,054	10,28	163,77
36	1,142	11,16	44,563	63	1,051	10,25	171,38
37	1,139	11,13	47,067	64	1,048	10,22	179,31
38	1,135	11,09	49,692	65	1,044	10,18	187,54
39	1,132	11,06	52,442	66	1,041	10,15	196,09
40	1,128	11,02	55,324	67	1,038	10,12	204,96
41	1,124	10,98	58,340	68	1,035	10,09	214,17
42	1,121	10,95	61,500	69	1,032	10,06	223,72
43	1,117	10,91	64,800	70	1,029	10,03	233,70
44	1,114	10,88	68,260	75	1,014	9,88	289,10
45	1,110	10,84	71,880	80	1,000	9,74	355,1
46	1,107	10,81	75,650	85	0,986	9,60	433,60
47	1,103	10,77	79,600	90	0,973	9,47	525,76
48	1,100	10,74	83,710	95	0,959	9,33	633,90
49	1,096	10,70	88,020	100	0,947	9,21	760,00
50	1,093	10,67	92,510				
51	1,090	10,64	97,200				
52	1,086	10,60	102,09				

Таблица II

Психрометрические таблицы Главной геофизической обсерватории

Значение параметров при t_c в °С

22		22,5		23		23,5		24		24,5		25		25,5		26		26,5		27		27,5		28		28,5	
$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %
13,5	33	14,0	34	14,5	35	15,0	35	15,5	36	16,0	37	16,0	35	16,5	35	17,0	36	17,5	37	18,0	38	18,5	38	18,5	36	19,0	37
14,0	36	14,5	37	15,0	38	15,5	39	16,0	39	16,5	40	16,5	38	17,0	39	17,5	39	18,0	40	18,5	41	19,0	41	19,0	39	19,5	40
14,5	40	15,0	41	15,5	41	16,0	42	16,5	43	17,0	44	17,0	41	17,5	42	18,0	42	18,5	43	19,0	44	19,5	44	19,5	42	20,0	43
15,0	43	15,5	44	16,0	45	16,5	46	17,0	46	17,5	47	17,5	44	18,0	45	18,5	45	19,0	46	19,5	47	20,0	47	20,0	45	20,5	45
15,5	47	16,0	48	16,5	48	17,0	49	17,5	50	18,0	50	18,0	47	18,5	48	19,0	49	19,5	49	20,0	50	20,5	50	20,5	48	21,0	48
16,0	51	16,5	51	17,0	52	17,5	52	18,0	53	18,5	54	18,5	51	19,0	51	19,5	52	20,0	53	20,5	53	21,0	53	21,0	51	21,5	52
16,5	54	17,0	55	17,5	56	18,0	56	18,5	57	19,0	57	19,0	54	19,5	55	20,0	55	20,5	56	21,0	56	21,5	57	21,5	54	22,0	55
17,0	58	17,5	59	18,0	59	18,5	60	19,0	60	19,5	61	19,5	58	20,0	58	20,5	59	21,0	59	21,5	60	22,0	60	22,0	57	22,5	58
17,5	62	18,0	63	18,5	63	19,0	63	19,5	64	20,0	64	20,0	61	20,5	62	21,0	62	21,5	63	22,0	63	22,5	63	22,5	60	23,0	61
18,0	66	18,5	66	19,0	67	19,5	67	20,0	68	20,5	68	20,5	65	21,0	65	21,5	66	22,0	66	22,5	66	23,0	67	23,0	64	23,5	64
18,5	70	19,0	70	19,5	71	20,0	71	20,5	71	21,0	72	21,0	68	21,5	69	22,0	69	22,5	69	23,0	70	23,5	70	23,5	67	24,0	67
19,0	74	19,5	74	20,0	75	20,5	75	21,0	75	21,5	76	21,5	72	22,0	72	22,5	73	23,0	73	23,5	73	24,0	74	24,0	71	24,5	71
19,5	78	20,0	78	20,5	79	21,0	79	21,5	79	22,0	79	22,0	76	22,5	76	23,0	76	23,5	77	24,0	77	24,5	77	24,5	74	25,0	74
20,0	82	20,5	83	21,0	83	21,5	83	22,0	83	22,5	83	22,5	80	23,0	80	23,5	80	24,0	80	24,5	81	25,0	81	25,0	77	25,5	78
												23,0	84	23,5	84	24,0	84	24,5	84	25,0	84	25,5	84	25,5	81	26,0	81
																								26,0	85	26,5	85

Продолжение

Значение параметров при t_c в °С

29		29,5		30		30,5		31		31,5		32		32,5		33		33,5		34		34,5		35	
$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %	$t_м$ в °С	φ в %
19,5	38	20,0	38	20,0	36	20,5	37	21,0	38	21,5	38	22,0	39	22,0	37	22,5	37	22,5	36	23,0	36	23,5	37	23,5	35
20,0	40	20,5	41	20,5	39	21,0	39	21,5	40	22,0	41	22,5	41	22,5	39	23,0	40	23,0	38	23,5	39	24,0	39	24,0	37
20,5	43	21,0	44	21,0	42	21,5	42	22,0	43	22,5	43	23,0	44	23,0	42	23,5	42	23,5	40	24,0	41	24,5	42	24,5	40
21,0	46	21,5	47	21,5	44	22,0	45	22,5	46	23,0	46	23,5	47	23,5	44	24,0	45	24,0	43	24,5	44	25,0	44	25,0	42
21,5	49	22,0	50	22,0	47	22,5	48	23,0	48	23,5	49	24,0	49	24,0	47	24,5	48	24,5	46	25,0	46	26,5	46	25,5	44
22,0	52	22,5	53	22,5	50	23,0	51	23,5	51	24,0	52	24,5	52	24,5	50	25,0	50	25,0	48	25,5	49	26,0	49	26,0	47
22,5	55	23,0	56	23,0	53	23,5	53	24,0	54	24,5	54	25,0	55	25,0	53	25,5	53	25,5	51	26,0	51	26,5	52	26,5	49
23,0	58	23,5	59	23,5	56	24,0	56	24,5	57	25,0	57	25,5	58	25,5	55	26,0	56	26,0	53	26,5	54	27,0	54	27,0	52
23,5	61	24,0	62	24,0	59	24,5	59	25,0	60	25,5	60	26,0	61	26,0	58	26,5	58	26,5	56	27,0	56	27,5	57	27,5	55
24,0	65	24,5	65	24,5	62	25,0	62	25,5	63	26,0	63	26,5	64	26,5	61	27,0	61	27,0	59	27,5	59	28,0	60	28,0	57
24,5	68	25,0	68	25,0	65	25,5	66	26,0	66	26,5	66	27,0	67	27,0	64	27,5	64	27,5	62	28,0	62	28,5	63	28,5	60
25,0	71	25,5	71	25,5	68	26,0	69	26,5	69	27,0	69	27,5	70	27,5	67	28,0	67	28,0	65	28,5	65	29,0	65	29,0	63
25,5	74	26,0	75	26,0	72	26,5	72	27,0	72	27,5	73	28,0	73	28,0	70	28,5	70	28,5	67	29,0	68	29,5	68	29,5	65
26,0	78	26,5	78	26,5	75	27,0	75	27,5	75	28,0	76	28,5	76	28,5	73	29,0	73	29,0	70	29,5	71	30,0	71	30,0	69
26,5	81	27,0	82	27,0	78	27,5	76	28,0	79	28,5	79	29,0	79	29,0	76	29,5	76	29,5	74	30,0	74	30,5	74	30,5	72
27,5	85	27,5	85	27,5	82	28,0	82	28,5	82	29,0	82	29,5	83	29,5	79	30,0	81	30,0	77	30,5	77	31,0	77	31,0	75
														30,0	82	30,5	83	30,5	80	31,0	80	31,5	80	31,5	78
																31,0	85	31,0	83	31,5	83	32,0	83	32,0	80

Примечание. t_c — температура воздуха по сухому термометру, $t_м$ — температура воздуха по мокрому термометру, φ — относительная влажность воздуха.

Таблица III

Расчетные параметры наружного воздуха

Географический пункт	Расчетное барометрическое давление в мм рт. ст.	Периоды года	Параметры А		Параметры Б		Параметры В	
			Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Алма Ата	700	Теплый	27,4	51,5	34,7	54,5	42,0	81,6
		Холодный	—13,0	—10,1	—24,0	—23,4	—36,0	36,4
Архангельск	760	Теплый	18,4	44,0	25,7	48,6	33,0	73,6
		Холодный	—17,0	—15,1	—32,0	—31,8	—45,0	—45,3
Астрахань	760	Теплый	29,3	61,5	35,2	65,4	41,0	84,5
		Холодный	—11,0	—7,96	—22,0	—21,0	—32,0	—31,8
Ашхабад	730	Теплый	36,0	58,6	40,5	62,5	45,0	77,0
		Холодный	—6,0	—1,67	—11,0	—8,38	—26,0	—25,2
Баку	760	Теплый	27,9	65,9	33,0	69,5	38,0	81,2
		Холодный	—1,0	+5,45	—3,0	+2,52	—13,0	—10,5
Барнаул	745	Теплый	24,0	52,4	29,5	56,1	35,0	74,5
		Холодный	—23,0	—22,2	—38,0	—38,0	—52,0	—52,5
Батуми	760	Теплый	25,9	65,9	31,0	69,5	36,0	80,9
		Холодный	+1,0	+8,38	0,0	+6,7	—8,0	—4,19
Благовещенск	745	Теплый	26,0	57,9	33,0	69,5	40,0	80,9
		Холодный	—27,0	—26,8	—35,0	—35,2	—45,0	—45,2
Братск	730	Теплый	22,5	47,8	28,8	53,2	35,0	58,6
		Холодный	—30,0	—30,2	—44,0	—44,4	—58,0	—58,3
Брест	745	Теплый	22,6	49,0	28,8	56,5	35,0	63,6
		Холодный	—8,0	—4,19	—19,0	—17,6	—31,0	—30,6
Брянск	745	Теплый	22,5	50,0	29,8	53,2	37,0	75,9
		Холодный	—12,0	—9,2	—23,0	—22,2	—40,0	—40,2
Вентспилс (Латвийская ССР)	745	Теплый	18,3	44,0	26,2	52,7	34,0	61,5
		Холодный	—6,0	—1,26	—17,0	—36,4	—32,0	—31,8

Продолжение

Географический пункт	Расчетное барометрическое давление в мм рт. ст.	Периоды года	Параметры А		Параметры Б		Параметры В	
			Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вильнюс	745	Теплый	21,5	48,1	27,8	52,0	34,0	70,0
		Холодный	—9,0	—5,02	—21,0	—19,7	—37,0	—37,0
Витебск	745	Теплый	21,0	44,9	27,5	52,0	34,0	59,0
		Холодный	—11,0	—7,95	—23,0	—22,2	—41,0	—41,0
Владивосток	745	Теплый	22,1	57,9	28,1	61,5	34,0	81,0
		Холодный	—16,0	—14,6	—24,0	—23,4	—31,0	—31,0
Владимир	745	Теплый	22,1	49,5	29,1	52,8	36,0	69,5
		Холодный	—16,0	—14,2	—27,0	—26,4	—48,0	—48,1
Вологда	745	Теплый	22,1	47,8	29,1	52,4	36,0	80,9
		Холодный	—16,0	—14,2	—27,0	—27,6	—48,0	—48,1
Волгоград	745	Теплый	28,6	52,4	34,8	55,2	41,0	67,0
		Холодный	—14,0	—11,7	—25,0	—24,3	—35,0	—35,2
Воронеж	745	Теплый	24,1	51,5	32,1	55,0	40,0	70,0
		Холодный	—14,0	—11,7	—25,0	—24,3	—38,0	—38,2
Горький	745	Теплый	21,6	51,1	28,8	55,0	36,0	70,5
		Холодный	—17,0	—15,5	—28,0	—27,6	—41,0	—41,0
Даугавпилс (Латвийская ССР)	760	Теплый	21,4	45,6	28,2	54,0	35,0	62,0
		Холодный	—10,0	—6,7	—21,0	—19,7	—38,0	—38,2
Днепропетровск	745	Теплый	26,5	54,0	32,3	57,5	38,0	84,5
		Холодный	—9,0	—5,45	—21,0	—20,0	—38,0	—38,0
Душанбе	685	Теплый	35,0	58,6	38,5	62,5	42,0	74,5
		Холодный	2,0	+12,1	—10,0	—7,1	—27,0	—26,4
Ереван	685	Теплый	30,2	55,4	35,1	58,6	40,0	73,0
		Холодный	—9,0	—5,0	—18,0	16,3	—27,0	—26,4
Иваново	745	Теплый	22,2	50,0	30,1	53,0	38,0	80,8
		Холодный	—16,0	—14,2	—28,0	—27,6	—46,0	—46,0

Продолжение

Географический пункт	Расчетное барометрическое давление в мм рт. ст.	Периоды года	Параметры А		Параметры Б		Параметры В	
			Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Иркутск	715	Теплый	22,6	47,0	28,8	51,0	35,0	70,9
		Холодный	—23,0	—22,2	—35,0	—34,8	—50,0	—50,3
Казань	745	Теплый	24,0	51,0	31,0	55,0	38,0	72,0
		Холодный	—18,0	—16,7	—29,0	—28,4	—43,0	—43,1
Калинин	745	Теплый	21,7	48,5	29,4	52,5	37,0	71,5
		Холодный	—14,0	—11,7	—25,0	—24,3	—50,0	—50,3
Камышин	760	Теплый	26,6	52,6	33,8	56,0	41,0	68,0
		Холодный	—16,0	—14,2	—28,0	—27,6	—37,0	—34,8
Караганда	745	Теплый	25,1	46,5	32,6	49,5	40,0	64,5
		Холодный	—20,0	—18,8	—32,0	—31,8	—45,0	—45,2
Каунас (Литовская ССР)	745	Теплый	20,8	43,1	26,9	50,6	33,0	57,8
		Холодный	—8,0	—3,8	—20,0	—18,8	—34,0	—34,0
Киев	745	Теплый	23,5	52,4	31,3	55,6	39,0	70,9
		Холодный	—10,0	—6,7	—21,0	—20,0	—32,0	—31,8
Кишинев	745	Теплый	25,3	54,5	31,7	58,1	38,0	73,5
		Холодный	—7,0	—2,9	—16,0	—14,2	—32,0	—31,8
Кострома	745	Теплый	21,3	47,0	28,7	55,0	36,0	63,0
		Холодный	—16,0	—14,2	—28,0	—22,2	—46,0	—46,0
Краснодар	760	Теплый	28,6	59,5	34,3	63,6	40,0	84,5
		Холодный	—6,0	—1,3	—17,0	—15,0	—36,0	—36,0
Красноярск	730	Теплый	24,2	48,2	31,6	52,4	39,0	66,6
		Холодный	—22,0	—21,0	—37,0	—36,8	—49,0	—49,5
Куйбышев	745	Теплый	24,2	51,0	30,6	54,5	37,0	67,0
		Холодный	—18,0	—16,7	—29,0	—28,4	—43,0	—43,1
Курск	730	Теплый	23,4	50,0	29,7	52,6	36,0	70,0
		Холодный	—13,0	—10,5	—25,0	—24,3	—38,0	—38,0
Кустанай	745	Теплый	25,0	48,5	33,5	52,0	42,0	47,0
		Холодный	—23,0	—21,8	—35,0	—34,8	—46,0	—46,0

Продолжение

Географический пункт	Расчетное барометрическое давление в мм рт. ст.	Периоды года	Параметры А		Параметры Б		Параметры В	
			Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Кутаиси	745	Теплый	27,3	62,8	33,7	68,6	40,0	74,0
		Холодный	—1,0	+4,6	—2,0	+2,9	—15,0	—13,4
Ленинабад	715	Теплый	34,0	57,0	38,5	60,0	43,0	71,1
		Холодный	—4,0	0,0	—13,0	—11,3	—26,0	—25,5
Ленинакан	760	Теплый	25,9	49,0	30,0	51,7	34,0	52,0
		Холодный	—14,0	—11,3	—23,0	—21,8	—35,0	—34,8
Ленинград	760	Теплый	20,3	47,0	26,2	50,3	32,0	67,0
		Холодный	—12,0	—9,3	—24,0	—23,0	—36,0	—36,0
Львов	730	Теплый	22,1	49,8	29,1	53,1	36,0	70,6
		Холодный	—7,0	—2,5	—16,0	—14,2	—34,0	—34,0
Минск	745	Теплый	21,4	47,8	27,7	51,0	34,0	68,6
		Холодный	—10,0	—6,7	—22,0	—21,0	—39,0	—39,0
Москва	745	Теплый	21,4	49,5	28,5	54,0	35,0	70,0
		Холодный	—15,0	—13,0	—26,0	—25,2	—42,0	—42,2
Новороссийск	760	Теплый	27,0	60,0	32,0	55,6	37,0	71,5
		Холодный	—4,0	+8,4	—12,0	—9,6	—24,0	—23,0
Новосибирск	745	Теплый	23,0	50,7	30,0	54,5	37,0	78,8
		Холодный	—24,0	—23,0	—39,0	—39,0	—51,0	—51,0
Одесса	760	Теплый	24,9	57,0	30,5	60,5	36,0	73,6
		Холодный	—7,0	—2,5	—15,0	—13,0	—28,0	—27,8
Омск	745	Теплый	23,6	48,5	41,3	52,4	39,0	65,7
		Холодный	—24,0	—23,0	—36,0	—36,0	—49,0	—49,5
Орел	745	Теплый	23,4	49,8	30,2	52,7	37,0	75,9
		Холодный	—14,0	—11,8	—25,0	—24,4	—38,0	—38,2
Оренбург	745	Теплый	26,9	52,0	33,0	55,3	39,0	74,5
		Холодный	—20,0	—18,9	—28,0	—27,8	—42,0	—42,3
Пермь	745	Теплый	21,8	49,5	29,4	52,5	37,0	72,0
		Холодный	—20,0	—18,9	—31,0	—30,6	—45,0	—45,4

Продолжение

Географический пункт	Расчетное барометрическое давление в мм рт. ст.	Периоды года	Параметры А		Параметры Б		Параметры В	
			Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Полтава	745	Теплый	24,8	52,0	31,4	55,0	38,0	68,6
		Холодный	—11,0	—8,0	—23,0	—21,8	—34,0	—34,0
Рига	760	Теплый	21,0	47,8	27,5	51,5	34,0	66,5
		Холодный	—8,0	—4,19	—19,0	—17,6	—31,0	—30,6
Ростов-на-Дону	745	Теплый	27,2	56,1	32,6	60,0	38,0	74,5
		Холодный	—10,0	—6,7	—22,0	—21,0	—33,0	—33,0
Самарканд	685	Теплый	33,1	56,1	36,6	60,5	40,0	85,0
		Холодный	—3,0	+21,0	—12,0	—9,2	—26,0	—25,6
Саратов	745	Теплый	25,7	51,5	32,9	55,0	40,0	68,4
		Холодный	—17,0	—15,5	—28,0	—27,6	—38,0	—38,0
Свердловск	730	Теплый	21,1	47,0	29,1	49,5	37,0	66,1
		Холодный	—21,0	—19,7	—32,0	—31,8	—43,0	—43,1
Севастополь	760	Теплый	25,9	59,0	31,0	63,6	36,0	68,0
		Холодный	—4,0	+12,6	—9,0	—5,9	—22,0	—21,0
Семипалатинск	730	Теплый	27,0	50,0	34,5	53,0	42,0	67,5
		Холодный	—21,0	—19,7	—36,0	—36,0	—49,0	—49,5
Симферополь	730	Теплый	26,5	53,6	32,3	55,6	38,0	58,0
		Холодный	—7,0	—2,9	—15,0	—13,4	—30,0	—29,6
Смоленск	745	Теплый	21,1	48,1	27,6	52,4	34,0	75,4
		Холодный	—13,0	—10,5	—24,0	—23,0	—40,0	—40,2
Таллин	760	Теплый	19,0	45,6	25,5	49,0	32,0	64,5
		Холодный	—10,0	—6,7	—21,0	—20,0	—31,0	—30,6
Тарту (Эстонская ССР)	745	Теплый	20,5	43,2	27,3	51,0	34,0	58,6
		Холодный	—10,0	—6,7	—22,0	—21,0	—35,0	—34,8
Ташкент	715	Теплый	33,3	58,7	37,7	61,5	42,0	83,0
		Холодный	—4,0	0,0	—13,0	—11,3	—30,0	—29,4
Тбилиси	715	Теплый	28,7	60,8	33,4	61,5	38,0	82,5
		Холодный	—2,0	+2,9	—7,0	—0,4	—20,0	—18,4

Продолжение

Географический пункт	Расчетное барометрическое давление в мм рт. ст.	Периоды года	Параметры А		Параметры Б		Параметры В	
			Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг	Температура в °С	Теплосодержание в кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Томск	745	Теплый	22,5	49,0	29,3	56,1	36,0	63,2
		Холодный	—25,0	—24,4	—39,0	—39,0	—55,0	—55,3
Уфа	745	Теплый	23,4	51,5	30,2	55,6	37,0	74,0
		Холодный	—19,0	—17,6	—31,0	—30,6	—42,0	—42,2
Фергана	700	Теплый	33,1	62,5	37,6	66,0	42,0	91,5
		Холодный	—6,0	—1,7	—15,0	—13,0	—27,0	—26,4
Фрунзе	700	Теплый	29,8	55,0	34,9	58,0	40,0	74,0
		Холодный	—10,0	—7,1	—21,0	—20,0	—38,0	—38,2
Харьков	745	Теплый	25,1	53,0	31,1	57,5	37,0	76,0
		Холодный	—11,1	—8,0	—23,0	—21,2	—35,0	—34,8
Херсон	760	Теплый	29,0	58,0	34,5	60,0	40,0	74,5
		Холодный	—6,0	—1,2	—18,0	—16,7	—31,0	—30,6
Чарджоу	730	Теплый	35,4	59,0	39,7	63,0	44,0	76,5
		Холодный	—6,0	—2,1	—11,0	—8,4	—24,0	—23,0
Чебоксары	745	Теплый	22,9	50,2	29,5	54,5	36,0	70,0
		Холодный	—18,0	—20,0	—29,0	—28,6	—46,0	—46,0
Челябинск	745	Теплый	22,8	48,1	30,9	52,0	39,0	76,0
		Холодный	—21,0	—20,0	—32,0	—31,8	—45,0	—45,4
Чита	700	Теплый	23,8	50,0	30,9	55,1	38,0	70,0
		Холодный	—30,0	—29,8	—38,0	—38,1	—50,0	—50,2
Ялта	760	Теплый	26,4	59,5	31,7	65,6	37,0	72,0
		Холодный	—3,0	+2,1	—8,0	—5,0	14,0	11,7
Ярославль	745	Теплый	21,6	48,1	28,3	52,0	35,0	71,0
		Холодный	—15,0	—13,0	—27,0	—26,4	—46,0	—46,0

Таблица IV

Расчетные температуры и кратность обмена воздуха в бытовых и административных помещениях согласно СН 245—71

Помещения	Расчетная температура воздуха в помещении в °С	Кратность обмена воздуха в 1 ч	
		приток	вытяжка
Бытовые:			
гардеробные, умывальные	16	—	1
душевые	25	—	По расчету, но не менее 5
гардеробные с пребыванием людей с обнаженным телом	23	5	По расчету, но не менее 5
уборные	14	—	Из душевых и гардеробных На 1 унитаз — 50 м³/ч, на 1 писсуар — 25 м³/ч
курительные	14	—	10
для личной гигиены женщин	23	—	2
кормления грудных детей	20	—	2
обогревания работающих	22	—	1
Административно-конторские:			
общие рабочие комнаты, кабинеты, конструкторские бюро, библиотеки, помещения общественных организаций	18	1,5	1,5
залы совещаний	16	3	3
технические архивы	18	—	0,5
светокопировальные мастерские	16	2	По расчету, но не менее 3
радиоузлы и телефонные станции	18	2	3

Примечания: 1. Внутренние расчетные температуры и кратность или величину вентиляционных обменов воздуха в помещениях пунктов питания, здравпунктов и прачечных следует принимать по соответствующим нормам проектирования.

2. Приточный воздух для компенсации вытяжки из душевых следует подавать через гардеробные.

Таблица V

Значения R_0 и K для стен из кирпича глиняного обыкновенного или силикатного

Раствор кладки	Штукатурка	Толщина стены: число кирпичей	Толщина стены: мм, без штукатурки	Толщина стены: мм, со штукатуркой	R_0 м²·ч·град/кДж	K в кДж/м²·ч·град
Холодный	Односторонняя	3,5	900	915	0,36	2,8
		3,0	770	785	0,31	3,2
		2,5	640	655	0,27	3,70
		2,0	510	525	0,23	4,4
Теплый		3,0	770	785	0,33	3,0
		2,5	640	655	0,29	3,5
		2,0	510	525	0,99	1,01

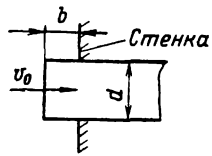
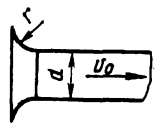
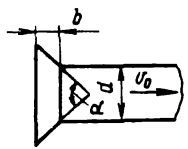
Таблица VI

Значение K для окон, фонарей и дверей

Конструкция	K в кДж/м²·ч·град	Конструкция	K в кДж/м²·ч·град
Наружные окна и фонари:		с двойным остеклением в одном переплете . .	9,6
с деревянными переплетами		Внутренние окна и фонари:	
одинарные	21,0	одинарные .	12,5
двойные	9,2	двойные .	8,4
тройные	6,3	Сплошные деревянные наружные двери и ворота:	
с металлическими переплетами		одинарные	16,7
одинарные	23,0	двойные .	8,4
двойные	11,7		
тройные	8,4		

Таблица VII

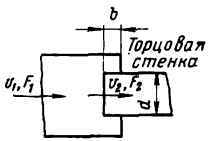
Коэффициенты местных сопротивлений

№ п. п.	Сопротивление	Форма и сечение	Значение коэффициента сопротивления $\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{v_0^2}{2g}\gamma}$ в зависимости от различных факторов										
1	2	3	4										
1	Вход в тонкостенную трубу		$\frac{b}{d}$	0,000	0,002	0,005	0,010	0,020	0,050	0,100	0,200	0,300	0,500	
			ξ	0,50	0,57	0,63	0,68	0,73	0,80	0,86	0,92	0,97	1,00	1,0
2	Коллектор с профилем, очерченным по дуге круга		$\frac{r}{d}$	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20
			ζ	1,00	0,87	0,74	0,61	0,50	0,40	0,32	0,20	0,10	0,06	0,03
3	Конический коллектор		$\frac{b}{d}$	ζ при α°										
				0	10	20	30	40	60	100				
			0,025	1,00	0,96	0,93	0,90	0,86	0,80	0,59				
			0,050	1,00	0,93	0,86	0,80	0,75	0,67	0,59				
			0,075	1,00	0,87	0,76	0,65	0,58	0,50	0,48				
			0,100	1,00	0,82	0,67	0,55	0,48	0,41	0,41				
			0,150	1,00	0,78	0,58	0,43	0,33	0,25	0,27				
			0,250	1,00	0,68	0,45	0,30	0,22	0,15	0,22				
			0,600	1,00	0,45	0,27	0,18	0,14	0,13	0,21				
			1,000	1,00	0,33	0,20	0,14	0,11	0,10	0,18				

Продолжение

1	2	3	4

4 Вход с внезапным сужением, удаленный от торцовой стенки

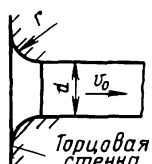


$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{v_0^2}{2g}\gamma} = \zeta' k,$$

где ζ' берется как ζ по данным пункта 1 табл. VII, а k — по следующей таблице

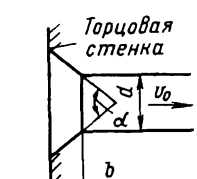
$\frac{F_1}{F_2}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
k	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,2	0,0

5 Коллектор с профилем, очерченным по дуге круга при наличии торцовой стенки

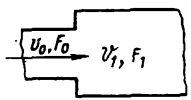
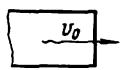
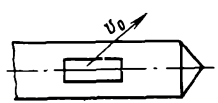
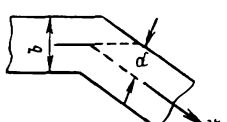


$\frac{r}{d}$	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	0,20
ζ	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,19	0,15	0,09	0,06	0,03

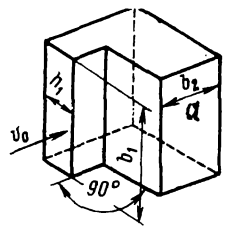
6 Конический коллектор с торцовой стенкой



$\frac{b}{d}$	при α°								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0,025	0,50	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40	0,42	0,45	0,50
0,050	0,50	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,35	0,42	0,50
0,075	0,50	0,42	0,35	0,30	0,25	0,23	0,30	0,40	0,50
0,100	0,50	0,40	0,33	0,25	0,21	0,18	0,27	0,38	0,50
0,150	0,50	0,37	0,27	0,20	0,16	0,15	0,25	0,37	0,50
0,600	0,50	0,28	0,18	0,13	0,11	0,12	0,23	0,36	0,50

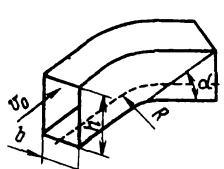
7	Внезапное расширение канала		$\frac{F_0}{F_1}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
			ζ	1,0	0,81	0,64	0,49	0,36	0,25	0,16	0,09	0,04	0,0
8	Свободный выход из трубы		$\zeta = 1{,}05$										
9	Боковой выход из канала		Для последнего отверстия $\zeta = 2{,}0$										
10	Колено круглого, квадратного и прямоугольного сечений		ζ колен при $\alpha°$										
			0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
			Воздуховоды любого размера: металлические, бетонированные и кирпичные при $b > 1000$ мм										
			0	0,40	0,10	0,17	0,27	0,39	0,54	0,71	0,89	1,15	
			Воздуховоды бетонированные и кирпичные при $b < 1000$ мм										
			0	0,40	0,10	0,20	0,33	0,50	0,66	0,85	1,06	1,30	

Продолжение

1	2	3	4
11	Колено под углом 90° прямоугольного сечения с расширенным или суженным выходным сечением		Воздуховоды любого размера из металла, а также бетонированные и кирпичные при $d_э > 1000$ мм

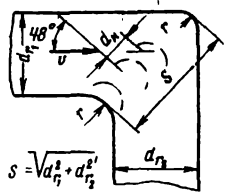
ζ при $\frac{b_2}{h_1}$

$\frac{b_1}{h_1}$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
0,25	1,76	1,43	1,24	1,14	1,09	1,06	1,05
1,0	1,70	1,36	1,15	1,02	0,95	0,90	0,84
4,0	1,46	1,10	0,90	0,81	0,76	0,72	0,66

12	Отвод		$\zeta = 0{,}73\ ak$ Значения коэффициентов a и k принимаются по следующим таблицам

$\alpha°$	0	20	40	60	80	100	120	140	160	180
a	0	0,3	0,56	0,77	0,94	1,06	1,16	1,24	1,32	1,4

$\frac{R}{b}$	1	2	3	4	6	10
k	0,3	0,2	0,14	0,11	0,1	0,09

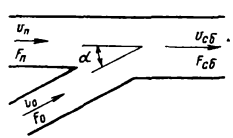
13	Колено под углом 90° с направляющими лопатками из листовой стали, изогнутыми по дуге круга	 $S=\sqrt{d_{r_1}^2+d_{r_2}^2}$ *Эскиз лопатки* $t=0{,}2\div0{,}5\,d_{r_1}$ $r_л=0{,}14\div0{,}35\,d_{r_1}$ *Число лопаток* $n=1{,}4\,S/t$	$\frac{r}{d_{r_1}}$	0	0,1	0,20	0,3
			ζ	0,4	0,35	0,2	0,2

Расстояние между лопатками

$$a_к = 0{,}67\,\frac{S}{n+1}\left(1+\frac{k-1}{n}\right),$$

где k — порядковый номер лопатки.

14 **Тройники**



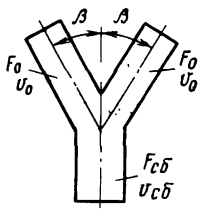
Тройники с $F_{сб} = F_п + F_0$

Всасывание

Угол между ответвлениями в °	$\frac{F_п}{F_0}$	$\frac{d_п}{d_0}$	$\zeta_п$ при $\frac{v_0}{v_п}$ 0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
30	1	1	0,6	0,6	0,55	0,45	0,3	0,10	—0,15	—0,40	—0,75
	2	1,41	0,30	0,35	0,30	0,25	0,15	0,0	—0,15	—0,40	—0,60
	4	2	0,15	0,15	0,15	0,10	0,05	—0,05	—0,15	—0,30	—0,45
	9	3	0,05	0,05	0,05	0,05	0,0	—0,05	0,10	—0,15	—0,25
	16	4	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,00	0,00	—0,05	—0,10

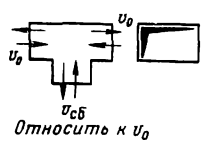
Продолжение

1	2	3	4									
			45	1	1	0,65	0,65	0,65	0,60	0,50	0,35	0,2	0	—0,2
				2	1,41	0,35	0,35	0,35	0,30	0,25	0,15	0,05	—0,1	—0,25
				4	2	0,15	0,20	0,15	0,15	0,10	0,05	0,0	—0,1	—0,2
				9	3	0,05	0,10	0,10	0,05	0,05	0,0	0,0	—0,05	—0,15
				16	4	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,0	0,0	—0,05	—0,1
			Угол между ответвлениями в °	$\frac{F_п}{F_о}$	$\frac{d_п}{d_о}$	$\zeta_о$ (ответвления) при $\frac{v_о}{v_п}$								
						0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
			30	1	1	—4,05	—1,25	—0,30	0,10	0,35	0,45	0,50	0,55	0,55
				2	1,41	—4,7	—1,6	—0,40	0,05	0,35	0,45	0,50	0,55	0,60
				4	2	—4,95	—1,6	—0,50	0,00	0,35	0,45	0,55	0,60	0,65
				9	3	—5,1	—1,7	—0,50	0,00	0,35	0,45	0,55	0,65	0,70
				16	4	—5,15	—1,7	—0,55	0,00	0,35	0,45	0,50	0,65	0,70
			45	1	1	—4,05	—1,3	—0,3	0,15	0,40	0,45	0,55	0,55	0,60
				2	1,41	—4,7	—1,45	—0,4	0,10	0,35	0,45	0,5	0,6	0,6
				4	2	—4,95	—1,6	—0,45	0,05	0,35	0,45	0,55	0,6	0,65
				9	3	—5,1	—1,7	—0,5	0,05	0,40	0,50	0,6	0,65	0,70
				16	4	—5,15	—1,7	—0,55	0,0	0,35	0,45	0,55	0,65	0,70
			Нагнетание											
			$\frac{v_п}{v_{сб}}$			0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	
			$\zeta_п$			81	16	5,5	2,25	1,0	0,45	0,2	0,05	
			$\zeta_о$ при угле между ответвлениями		в 30°	84	17,5	6,2	2,8	1,35	0,75	0,45	0,30	
					в 45°	86,5	18,5	7,0	3,35	1,8	1,05	0,65	0,45	
			$\frac{v_п}{v_{сб}}$			0,9	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	
			$\zeta_п$			0	0	0	0,05	0,2	0,35	0,55	0,8	
			$\zeta_о$ при угле между ответвлениями		в 30°	0,15	0,15	0,10	0,10	0,15	0,20	0,20	0,25	
					в 45°	0,30	0,25	0,20	0,20	0,15	0,15	0,20	0,25	

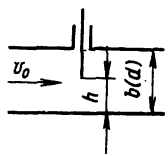
					Всасывание при $2F_0 \simeq F_{сб}$									
			Коэффициент	β°	$\frac{L_0}{L_{сб}}$									
					1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
15	Тройники симметричные		ζ_0	45	0,60	0,60	0,65	0,65	0,65	0,55	−0,30	−0,40	−3,4	−23
				30	0,40	0,40	0,45	0,45	0,45	0,30	−0,5	−0,15	−6,3	−38

Нагнетание (при $\beta < 90°$) принимаем по значениям ζ_0 для боковых ответвлений несимметричных тройников с $F_0 + F_п = F_{сб}$ при равных β и $\frac{v_0}{v_{сб}}$

Примечание. Коэффициент ζ_0 относится к скорости в том ответвлении, к которому относится данное значение $\frac{L_0}{L_{сб}}$

			Сопротивление в каждой ветви при нагнетании				
16	Тройник	 *Относить к v_0*	ζ_0	0,7	0,9	1,15	1,7	2,3
			$\frac{v_{сб}}{v_0}$	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5
			Сопротивление в каждой ветви при всасы					
			$\frac{v_{сб}}{v_0}$	2,6	1,8	1,15	1,05	1,0
			ζ_0	2,0	1,38	1,0	0,8	0,67

Шибер



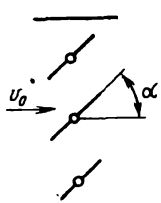
Воздуховод прямоугольного сечения

$\frac{h}{b}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	∞	193	45	18	8	4	2,1	1,0	0,4	0,1	0

Воздуховод круглого сечения

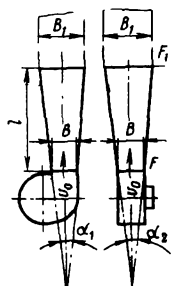
$\frac{h}{d}$	0	0,125	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
ζ	∞	98	35	10	4,6	2,1	1,0	0,4	0,2	0,1	0

Многостворчатый дроссельный клапан



	ζ при α°									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
1	0,04	0,3	1,1	2,5	8	20	60	200	1500	8000
2	0,07	0,4	1,1	2,5	5,5	12	30	90	160	7000
3	0,12	0,2	0,8	2,0	5	10	19	40	160	7000
4	0,13	0,25	0,8	2	4	8	15	30	110	6000
5	0,15	0,2	0,7	1,8	3,5	7	13	28	80	5000

Примечание. n — количество створок.

19	Пирамидальный диффузор		$F_1 = B_1^2$; $F = B^2$ $a = \frac{F_1}{F} = \frac{B_1^2}{B^2}$; $b = \frac{l}{B}$

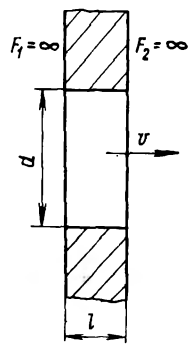
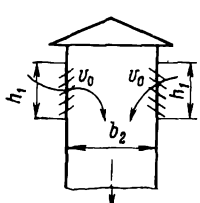
$\alpha_1 = \alpha_2$

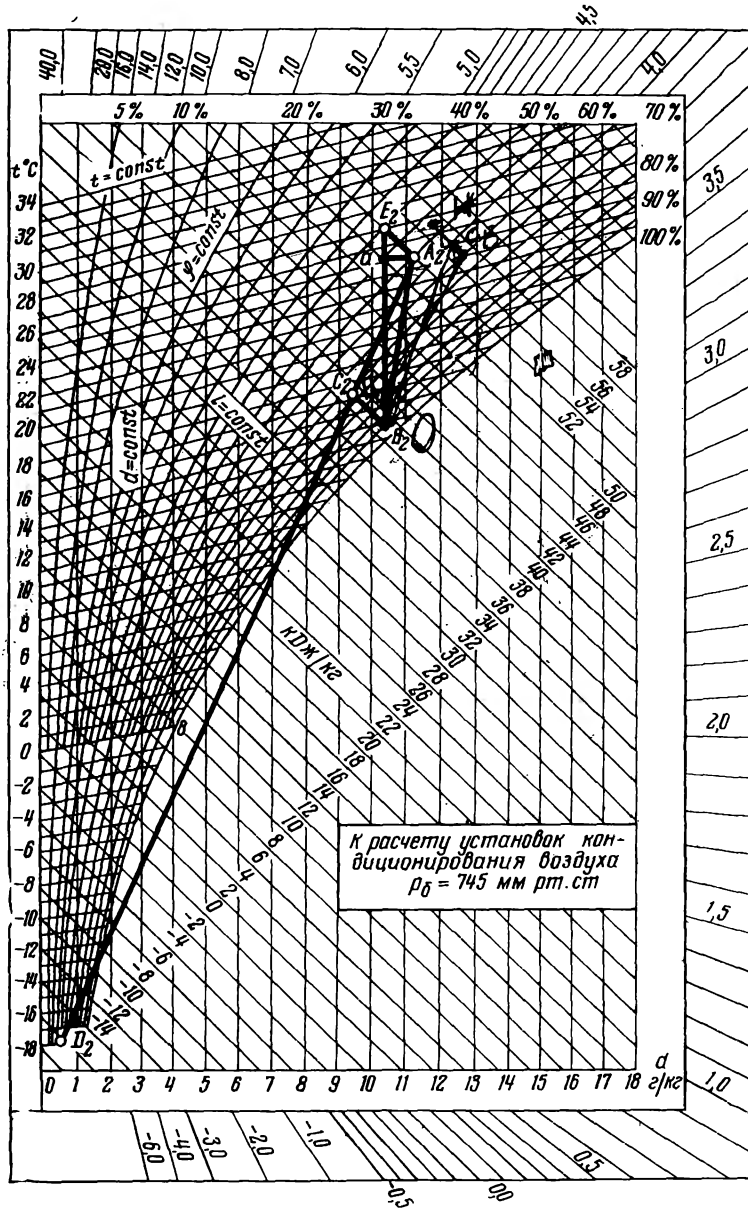
v_0 - скорость потока в выхлопном отверстии вентилятора

b	ζ при a						
	1,6	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8
1	0,25	0,37	0,54	0,63	—	—	—
1,5	0,12	0,25	0,42	0,54	0,62	0,68	—
2	—	0,15	0,32	0,45	0,54	0,51	0,67
2,5	—	—	0,23	0,35	0,45	0,54	0,6
3	—	—	—	0,27	0,37	0,45	0,54
4	—	—	—	—	0,25	0,32	0,38

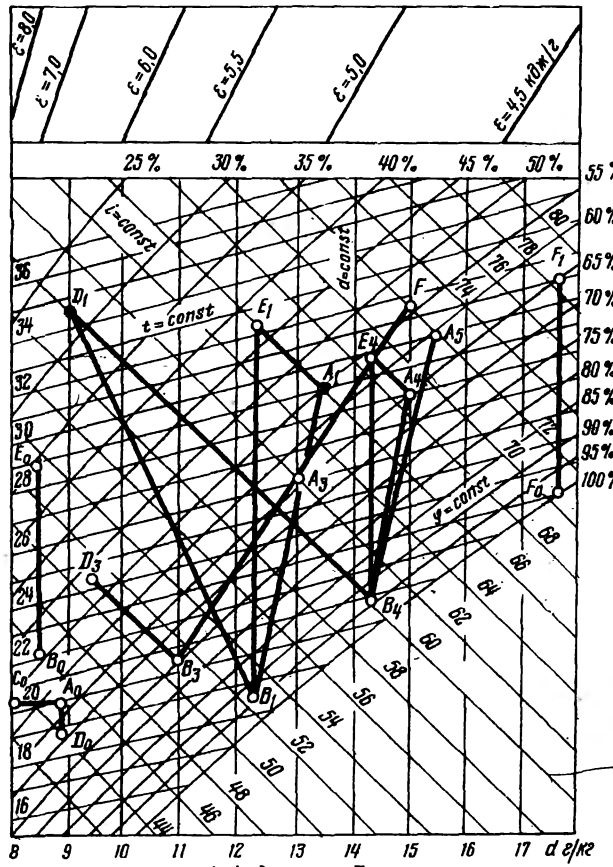
Примечания: 1. ζ определяется по скорости (v_0) потока в выхлопном отверстии вентилятора. 2. Значения коэффициентов приведены по данным исследований ЦАГИ.

Продолжение

1	2	3	4						
20	Отверстие в стенке неограниченной площади		$\frac{l}{d}$	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
			ζ	2,83	2,72	2,6	2,34	1,95	1,76
			$\frac{l}{d}$	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	4,0
			ζ	1,67	1,62	1,6	1,6	1,55	1,55
21	Шахта с жалюзи		$\zeta \simeq 0{,}5 + 2\,\zeta_{11}$, где ζ_{11} — коэффициент местного сопротивления колена, определяемый по данным пункта 11. На эскизе: v_0 — скорость воздуха в живом сечении жалюзи; h_1 — высота жалюзийной решетки за вычетом толщины перьев; b_2 — ширина шахты.						



i—d-диаграмма I



i-d - диаграмма II

Масштаб: 1кДж - 5мм ; 1г - 10 мм

$P_б$ = 745 мм рт. ст.

УКАЗАТЕЛЬ ЛИТЕРАТУРЫ

Абрамович Г. Н. Теория турбулентных струй. М., Физматгиз, 1960.

Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. М., Изд-во литературы по строительству, 1971.

Батурин В. В. Основы промышленной вентиляции. М., Профиздат, 1956.

Бромлей М. Ф. Гидравлические машины и холодильные установки. М., Издательство литературы по строительству, 1971.

Дмитриевская Н. П. и др. Охрана труда в отделочном хлопчатобумажном производстве. М., Профиздат, 1950.

Власов П. В., Талиев В. Н. и др. Проектирование ткацких фабрик. М., «Легкая индустрия», 1971.

Калинушкин М. П. Вентиляторные установки. М., «Высшая школа», 1967.

Кошарский Б. Д. и др. Автоматические приборы, регуляторы и управляющие машины. Справочное пособие. М.- «Машиностроение», Л., 1968.

Левин С. Р. Деление потоков в трубопроводах.— Труды Ленинградского текстильного института имени С. М. Кирова, 1948, № 1.

Максимов Г. А. Отопление и вентиляция. Ч. II. М., «Высшая школа», 1969.

Пахомычев А. И. Борьба с пылью на текстильных предприятиях. М.- Гизлегпром, 1940.

Пузырев А. В. Исследование и наладка вентиляционных установок на предприятиях. М., Профиздат, 1955.

Рябчиков А. Н. Автоматическое регулирование вентиляции, увлажнения и отопления на текстильных фабриках. М., Профиздат, 1955.

Садов Ф. И. и др. Проектирование отделочных фабрик хлопчатобумажной промышленности. М., «Легкая индустрия». 1965.

Соколов В. С. Нестационарный теплообмен в строительстве. М., Профиздат, 1953.

Сорокин Н. С. Рационализация воздухообмена на текстильных фабриках. М., Профиздат, 1949.

Сорокин Н. С. Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха на текстильных фабриках. М., «Легкая индустрия», 1965.

Сорокин Н. С. Вопросы проектирования и эксплуатации систем воздухообмена на текстильных фабриках. М., Профиздат. 1954.

Сорокин Н. С. Аспирация машин и пневматический транспорт в текстильной промышленности. М., «Легкая индустрия», 1970.

Талиев В. Н. Аэродинамика вентиляции. М., Государственное издательство по строительству, архитектуре и строительным материалам, 1963.

Терюшнов А. В., Гехт Р. Р. и др. Основы проектирования хлопкопрядильных фабрик. М., «Легкая индустрия», 1970.

Штромберг Я. А. Пособие по проектированию вентиляции влажных цехов. Тбилиси, Гостехиздат, 1949.

Халамайзер М. Б. Автоматические установки искусственного климата. М., «Машиностроение», 1969.

Ульянова А. А. Промышленная вентиляция и отопление. Всесоюзный заочный институт текстильной и легкой промышленности. М., «Высшая школа», 1965.

Санитарные нормы СН 245—71. М., Изд-во литературы по строительству, 1971.

Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Ч. II. Под ред. И. Г Староверова. М., Изд-во литературы по строительству.

Водоснабжение и санитарная техника. «Холодильная техника», 1957—1971.

Kufferath A. Klima — Anlagen für Industrie und Gewerbe. Berlin.

Silberberg L. Luftbehandlung in Jndustrie und Gewerbebetrieben, Berlin. 1932.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

Раздел первый

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ВЕНТИЛЯЦИИ, ОТОПЛЕНИЮ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЮ ВОЗДУХА НА ТЕКСТИЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Глава I. *Физические свойства воздуха* 4

1. Состав воздуха —
2. Давление воздуха . 5
3. Температура воздуха —
4. Влажность воздуха . . . —
5. Теплосодержание (энтальпия) воздуха 8
6. Построение *i—d*-диаграммы —

Глава II. *Измерение влажности воздуха* 11

1. Психрометры . . . . —
2. Самопишущие приборы для регистрации температуры и влажности воздуха 16

Глава III. *Гигиенические и технологические основы вентиляции* 18

1. Гигиенические основы вентиляции —
2. Технологические основы вентиляции 23
3. Вредности производства 24

Глава IV. *Тепловой баланс в рабочих залах* 28

1. Теплопотери через ограждения здания —
2. Теплопоступления в рабочие залы 39

Глава V. *Системы для кондиционирования воздуха* 45

1. Типовые кондиционеры 46
2. Кондиционеры ВУУ . . 48
3. Охлаждение воздуха в кондиционерах 51
4. Холодильные машины 52
5. Системы доувлажнения 58

Глава VI. *Тепло- и влагообмен между воздухом и водой* 60

1. Тепловой и влажностный баланс . . —
2. Возможные случаи направления процессов при обработке воздуха водой 63
3. Расчет форсуночных камер 66

Глава VII. *Расчет установок для кондиционирования воздуха* 72

1. Схемы процессов кондиционирования воздуха для летнего времени без рециркуляции воздуха 73
2. Схемы процессов кондиционирования воздуха в летнее время с рециркуляцией воздуха . . 77
3. Схемы процессов на *i—d*-диаграмме для зимнего времени 78

Глава VIII. *Борьба с пылью* 81

1. Типы вентиляции . . . 82
2. Очистка воздуха от пыли . . . . . —

Глава IX. *Борьба с избыточными влагой и теплом* 95

1. Системы обестуманивающих установок —
2. Расчет обестуманивающих установок 98

Глава X. *Борьба с вредными газами* 105

Глава XI. *Воздушные струи и измерение воздушных потоков* 107

1. Воздушные струи . . —
2. Измерение воздушных потоков 111

Глава XII. *Системы воздухообмена на текстильных предприятиях* 119

1. Верхняя пассивная подача воздуха 121
2. Нижняя подача воздуха 123
3. Активная подача воздуха . 124
4. Верхняя веерная подача воздуха 127
5. Сосредоточенная (бесканальная) подача воздуха . . 128
6. Удаление отработанного воздуха из производственных помещений 129

Глава XIII. *Воздушные души и завесы* 132

1. Воздушные души —
2. Воздушные завесы 134

Глава XIV. *Устройство и расчет основных элементов установок для кондиционирования воздуха* 137

1. Воздуховоды —
2. Вентиляторы 157
3. Калориферы (воздухонагреватели) 168
4. Сепараторы (каплеуловители) 173
5. Форсунки . . . . —
6. Фильтры для очистки воды 174
7. Насосы 176

Глава XV. *Системы отопления* 177

1. Водяное отопление 178
2. Паровое отопление 186
3. Вводы тепловых сетей 188
4. Воздушное отопление . . 190
5. Выбор системы отопления на текстильных предприятиях 192

Глава XVI. *Основные элементы отопительных систем* 193

1. Нагревательные приборы —
2. Расширительные сосуды 195
3. Воздухосборники . —
4. Регулирующие краны . . 196
5. Панельное и лучистое отопление 197

Глава XVII. *Автоматическое регулирование установок для кондиционирования воздуха* 198

1. Регуляторы . . 201
2. Приборы, входящие в электрические САР . . 208
3. Приборы, применяемые в пневматических САР . 215
4. Принципиальная схема автоматического регулирования кондиционера с электрической передачей командного импульса . . 224
5. Принципиальная схема контроля, сигнализации, управления и автоматического регулирования кондиционера с пневматической передачей импульса . 226
6. Автоматическая установка доувлажнения воздуха типа «Туман» . 229
7. Автоматическое регулирование доувлажнительной установки с питанием форсунок водой непосредственно от сети 230

Раздел второй

УСТРОЙСТВО И ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ, УВЛАЖНЕНИЯ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА ТЕКСТИЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ, ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ РАЗЛИЧНЫЕ ВОЛОКНА

Глава I. *Хлопчатобумажные предприятия* 233

1. Прядильные фабрики 234
2. Ткацкие фабрики 245
3. Отделочные фабрики 252

Глава II. *Льняные предприятия* 268

1. Приготовительно-прядильные отделы 269
2. Прядильные отделы 279

Глава III. *Шерстяные предприятия* 281

1. Прядильно-ткацкие фабрики —
2. Отделочные фабрики 287

Глава IV. *Предприятия по переработке натурального и искусственного шелка* 288

Глава V. *Швейные предприятия* 291

1. Закройные цехи 293
2. Ватные цехи —
3. Швейные цехи 294
4. Склады ткани, цехи подготовки ткани и склады готовых изделий 300

Приложение . . 301

Указатель литературы 325

Николай Степанович Сорокин

Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха на текстильных предприятиях

Редактор *Т. И. Истомина*

Художественный редактор *Л. Н. Наумов*

Переплет художника *Б. М. Рябышева*

Техн. редакторы *М. П. Осипова, Л. Ф. Попова*

Корректор *Л. В. Куличкова*

Сдано в набор 8/VI 1973 г. Подписано к печати 26/XI 1973 г. Т-15256. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 2. П. л. 20,5. Уч.-изд. л. 23,78. Тираж 22 000 экз. Зак. № 1370. Цена 94 коп. Изд. № 2052.

Издательство «Легкая индустрия», 103031, Москва, К-31, Кузнецкий мост, 22

Ленинградская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете Совета Министров СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 196126, гор. Ленинград, Социалистическая, 14.