

УЧЕБНЫЕ РУКОВОДСТВА ДЛЯ ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ

Проф. В. М. ЧАПЛИН

КУРС ОТОПЛЕНИЯ И ВЕНТИЛЯЦИИ

ВЫПУСК II
ВЕНТИЛЯЦИЯ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ
Исправленное и дополненное

*Научно-технической секцией Государственного
Ученого Совета допущено в качестве руковод-
ства для высших технических учебных заведений*



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1928 ЛЕНИНГРА

1938
ПРОВЕРЕНО



~~ПРЕДПРИЯТИЕ
ИЗДАТЕЛЬСКО-ПОЛИГРАФСКОЕ
ИМЕНИ В. И. ЛЕНИНА~~

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ОБЛИТ
ИЗДАТЕЛЬСКО-ПОЛИГРАФСКОЕ
ИМЕНИ В. И. ЛЕНИНА

8012 $\frac{16}{60}$

700
1935

H
№



ОГЛАВЛЕНИЕ.

Стр.

ГЛАВА I. Вентиляция как санитарная мера.

| | |
|---|----|
| 1. Изменение состава наружного воздуха в жилых помещениях | 6 |
| 2. Санитарные нормы по отношению к воздуху жилых помещений | 7 |
| 3. Нормы обмена воздуха по CO_2 | 8 |
| 4. Нормы обмена воздуха по содержанию в нем влаги | 12 |
| 5. Нормы обмена воздуха по содержанию в нем ядовитых газов | 15 |
| 6. Нормы обмена воздуха по добавочным тепловым источникам | 16 |
| 7. Нормы обмена воздуха в помещениях неопределенного заполнения | 21 |
| 8. Санитарные требования по отношению к вентиляционному воздуху | 21 |

ГЛАВА II. Техника вентиляции.

| | |
|---|----|
| А. Приточная вентиляция | 24 |
| 1. Воздухоприемные устройства | 24 |
| 2. Нагревание воздуха | 32 |
| 3. Увлажнение воздуха и его промывка | 44 |
| 4. Изменение давления воздуха | 58 |
| 5. Приточные каналы | 70 |
| 6. Вентиляция неподогретым воздухом | 74 |
| Б. Вытяжная вентиляция | 79 |
| 1. Отверстия для удаления испорченного воздуха из помещений | 79 |
| 2. Каналы для удаления испорченного воздуха | 83 |
| В. Источники тепла для вентиляционных целей | 87 |

ГЛАВА III. Воздушное отопление.

| | |
|---|-----|
| 1. Воздух как среда, передающая тепло | 90 |
| 2. Главные части воздушного отопления | 93 |
| 3. Калориферы | 93 |
| 4. Калориферы воздушного отопления паровых и водяных систем | 104 |

ГЛАВА IV. Расчет вентиляционных систем.

| | |
|--|-----|
| 1. Движение воздуха в каналах | 111 |
| 2. Давление воздуха в вентилируемых помещениях | 122 |
| 3. Расчет приточных каналов воздушного отопления | 126 |
| Приложения | 135 |

ГЛАВА I.

ВЕНТИЛЯЦИЯ КАК САНИТАРНАЯ МЕРА.

Для сохранения тепла в отапливаемых зданиях их внешние ограждения стремятся изолировать и делать возможно более непроницаемыми для наружного воздуха. Благодаря этой изоляции воздух отапливаемых помещений, оставаясь замкнутым, подвергается порче и делается в некоторых случаях вредным для дыхания. Если такое явление и не наблюдается во всех жилых помещениях, то это объясняется тем, что само отопление помещений, создавая разность температур между комнатным и внешним воздухом, способствует его обмену. Этот обмен создается утечкой воздуха в верхних частях помещений и заменой его внешним воздухом в их нижних частях вследствие разности давлений, вызываемых разностью температур.

Разность давлений создается, кроме того, внешней причиной—ветром. Встречая на пути препятствие своему движению, вызывающее уменьшение скорости, воздух подвергается повышенному давлению перед встречной стеной здания и пониженному давлению за таким зданием. Вследствие разности давлений, вызываемой отоплением и ветром, происходит непрерывное просачивание воздуха через поры и неплотности внешних ограждений, создается естественный обмен комнатного воздуха, носящий название „естественной вентиляции“. В холодное время года естественный обмен не может быть большим, так как он в этом случае отражался бы на температуре комнатного воздуха и вызывал принятие необходимых мер к его уменьшению. Если жилые помещения достаточно просторны по отношению к числу их обитателей, то естественная вентиляция может обеспечить надлежащую чистоту комнатного воздуха, и никаких искусственных мер к его возобновлению не требуется.

При предполагаемом наличии значительных источников порчи воздуха в помещениях их снабжают искусственным обменом воздуха, удаляя испорченный и вводя взамен его чистый наружный воздух или непосредственно, или пропуская его через особые приспособления, изменяющие в желаемом направлении свойства наружного воздуха, его температуру, влажность, давление и т. д. Совокупность всех мер достижения искусственного обмена является предметом „искусственной вентиляции“.

В зависимости от устройства она разделяется на вентиляции — приточную и вытяжную. В итоге действия искусственной вентиляции самочувствие пребывающих в вентилируемых помещениях не должно обнаруживать загрязнения комнатного воздуха или излишнего повышения его температуры. Вообще самочувствие является главным фактором, определяющим применение и размер искусственной вентиляции. Установленные нормы обмена, которыми мы пользуемся при устройстве вентиляции в зданиях, предложены гигиенистами и выработаны ими на основании влияния тех или иных условий на самочувствие.

1. Изменение состава наружного воздуха в жилых помещениях.

Воздух представляет в основной своей массе смесь двух газов: кислорода и азота, с постоянным присутствием в этой смеси некоторого количества углекислоты и водяных паров. Кроме того, в воздухе встречаются другие газы и пары, присутствие которых не для всех из них постоянно, а их роль при обмене воздуха в помещениях, повидимому, ничтожна. Даже такой активный газ, как озон, некоторое количество которого всегда содержится в чистом наружном воздухе, отсутствует в воздухе заселенных мест и в естественном своем состоянии не играет особенной роли при обмене воздуха в жилых помещениях.

Соотношение между объемным содержанием кислорода и азота в атмосферном воздухе постоянно. В круглых цифрах на 21 объемную часть O приходится 79 объемных частей N.

Содержание углекислоты (CO_2) в атмосферном воздухе тоже весьма постоянно. Его можно принять равным 0,3 литра в 1 куб. метре в чистом атмосферном воздухе и 0,4 литра в одном кубическом метре воздуха населенных мест.

Содержание водяных паров находится в зависимости от температуры воздуха. При низких температурах содержание водяного пара в 1 м³ воздуха понижается до 1 грамма, а при высоких температурах, летом, оно повышается до 10 и более граммов.

Попадая в жилые помещения, наружный воздух несколько меняет свой состав. Под влиянием процессов окисления, происходящих в человеческом организме при дыхании, воздух обогащается углекислотой за счет соответственного уменьшения кислорода. Кроме того, воздух обогащается водяными парами, а его температура повышается за счет выделяемой животной теплоты. Но все перечисленные изменения в составе воздуха жилых помещений, если они не переходят определенных пределов, мало отражаются на самочувствии и, в этих пределах, не имеют санитарного значения. Действительно, если бы мы обогатили чистый комнатный воздух тем же количеством чистой углекислоты и водяных паров, искусственно добытых за счет его кислорода,

то воздух по его влиянию на самочувствие считался бы вполне чистым, пригодным для дыхания, и он не вызывал бы потребности в смене.

Вместе с углекислотой и водяными парами человеческий организм выделяет продукты распада белковых веществ, свойства которых еще мало изучены, но их вредное влияние бесспорно. Самочувствие улавливает их присутствие в воздухе и, пользуясь им, были установлены нормы обмена воздуха в жилых помещениях. Все эти газо- и паробразные продукты распада примешиваются к комнатному воздуху вместе с углекислотой и водяными парами, выделяясь дыханием, покроями, одеждой и т. д. Их содержание в воздухе жилых помещений может быть принято пропорциональным содержанию в нем углекислоты; а так как последняя очень просто определяется в воздухе качественно и количественно, то, по предложению Петтенкоффера, загрязнение воздуха жилых помещений определяется по содержанию в нем углекислоты.

Воздух жилых помещений отличается от наружного обилием пыли органического происхождения, среди которой встречается много микроорганизмов: спор, бактерий и т. д. Человек за сутки пропускает через свои легкие около 10 м^3 воздуха, причем выдыхаемый воздух совершенно свободен от пыли, и, следовательно, вся пыль, содержащаяся в этом воздухе, остается в дыхательных путях.

Из всего вышесказанного видим, что воздух жилых помещений нуждается в обмене, чтобы не быть вредным для их обитателей. Искусственная вентиляция имеет своим назначением не допускать загрязнения комнатного воздуха свыше установленных пределов и поддерживать в вентилируемых помещениях такую температуру, влажность и чистоту воздуха, которые удовлетворяли бы самочувствию пользующихся помещениями и соответствовали бы установленным санитарным нормам.

2. Санитарные нормы по отношению к воздуху жилых помещений

1) В воздухе жилых помещений содержание углекислоты не должно превышать $0,7 - 1,0$ литра в 1 м^3 .

2) В случае, если пребывание людей в помещениях ограничено определенным числом часов в сутки, в течение которых они принуждены ежедневно заниматься в них, остальное же время помещения остаются свободными, то содержание CO_2 в часы занятий не должно превышать $1,0 - 1,5$ литра в 1 м^3 .

3) При временном, не ежедневном, и вполне добровольном пребывании в помещениях содержание CO_2 допускается в пределах $1,5 - 2,0$ литра в 1 м^3 .

Высшие пределы содержания CO_2 в воздухе всех вышеуказанных помещений относятся к случаям пребывания в них людей здоровых, низшие же — к случаям пребывания людей больных или слабых.

4) Содержание влаги в воздухе жилых помещений или помещений для временного, но обязательного пребывания не должно выходить из пределов 8—10 граммов водяных паров в 1 м³ воздуха. При температуре воздуха в 20° С, такое содержание влаги соответствует относительной влажности 47-- 58%.

При температуре в помещениях ниже 20 или при обычном ее понижении за этот предел следует придерживаться более низкого предела этой нормы.

При постоянстве комнатной температуры и ее поддержании на уровне 20° можно задаваться более высоким пределом нормы.

5) При временном пребывании людей в помещениях норма влажности определяется не санитарными требованиями, а стремлением устранить осаждение влаги на ответственных поверхностях внешних ограждений.

6) Температура помещений, в которых происходит временное собрание людей, не должна превышать более чем на 2° установленную для них температурную норму. Перед началом занятия таких помещений их температура может быть на 1° ниже нормы.

Имея в виду, что при скоплении людей потеря тепла путем лучеиспускания уменьшается вследствие соседства тел одинаково нагретых, следует высшую норму комнатной температуры в помещениях, где временно скопляется большое количество людей, не доводить за предел 20°, задаваясь начальной температурой не выше 17°. Если во время скопления людей, они остаются в верхнем платье, то предельно высшую температуру не следует поднимать выше 17° при начальной 14°.

По отношению к запыленности воздуха в помещениях нет каких-либо установленных санитарных норм, так как предполагается, что обмены, вызываемые поддержанием надлежащей физической чистоты воздуха, являются достаточными и для поддержания механической его чистоты, если только нет каких-либо особых условий, при которых пыль накапливается в воздухе помещений. Для устранения накопления пыли в помещениях необходимо периодически подвергать их тщательной чистке с усиленным их проветриванием во время чистки. Применение искусственного удаления пыли с помощью пылесосов является наиболее радикальной мерой пылеудаления, особенно в том случае, если выбрасываемый из пылесоса воздух, после его очистки от главной массы пыли, не возвращается обратно в помещения.

3. Нормы обмена воздуха по СО₂.

Здоровый взрослый человек в спокойном состоянии выделяет в час в среднем 20 литров углекислоты и 40 граммов водяных паров. Дети до 15 лет выделяют 0,75 от этих количеств, а младенцы — 0,5.

Приводимые величины не являются чем-либо претендующим на точность, но могут быть приняты как расчетные величины для определения норм обмена воздуха в помещениях, занятых людьми.

Предположим, что помещение, объем которого равен v м³, до его занятия людьми содержало в 1 м³ воздуха p_1 литров СО₂. Принятая предельная норма содержания СО₂ равна p_2 литров.

При полном отсутствии обмена воздуха в помещении оно способно поглотить $v(p_2 - p_1)$ литров СО₂ при повышении содержания СО₂ во всем воздухе до предельной нормы.

Если в данном помещении в течение t часов пребывало n людей, то количество углекислоты, ими выделяемой, составит $n \cdot t \cdot q$, где q выражает собой количество СО₂, выделяемое одним человеком в 1 час. Для достижения нормы содержания СО₂ в воздухе помещения в конце пребывания должно существовать равенство:

$$n \cdot t \cdot q = v(p_2 - p_1),$$

откуда

$$t = \frac{v}{n \cdot q} (p_2 - p_1), \quad (1)$$

а

$$n = \frac{v}{t \cdot q} (p_2 - p_1). \quad (2)$$

Обе формулы находят себе применение при решении практических вопросов по использованию больших помещений для собраний в случае отсутствия искусственного обмена.

Пример. Концертный зал имеет внутренний объем 10 000 м³. Спрашивается — сколько слушателей можно признать в санитарном отношении допустимым для пребывания в нем в течение 3-х часов при полном отсутствии обмена?

Применяя формулу (2) $n = \frac{v}{t \cdot q} (p_2 - p_1)$, вставляем в нее числовые величины: $v = 10\,000$, $t = 3$, $q = 20$, $p_2 = 2$, что составляет высшую норму содержания СО₂, допустимую, однако, в данном случае вследствие удовлетворения условия пользования этой нормой, а также вследствие того, что норма эта достигается лишь в конце пребывания, когда люди в значительной степени приспособились к окружающим условиям.

Принимаем $p_1 = 0,5$, что указывает на содержание СО₂ несколько превышающее то, что наблюдается в наружном воздухе, так как, несмотря на большие перерывы в пользовании помещением и на его проветривание во время этих перерывов, в нем все же остаются следы его порчи.

Вставляя все численные величины, получаем:

$$n = \frac{10\,000}{3 \times 20} (2 - 0,5) = 166 \times 1,5 = \approx 250 \text{ человек.}$$

При длительном, а тем более постоянном, пребывании людей в помещениях объем воздуха уже не играет роли в поддержании чистоты комнатного воздуха в желаемых пределах. В этих случаях необходимо прибегать к помощи искусственной вентиляции.

Если на 1 человека мы будем вводить a м³ вентиляционного воздуха, содержащего p_0 литр. СО₂ в 1 м³, то, принимая за предельное содержание СО₂ в воздухе помещения p_2 литров СО₂, мы получаем возможность поглотить $(p_2 - p_0)$ литров углекислоты одним м³ вводимого воздуха, а для поглощения q литров СО₂, выделяемых в 1 час одним человеком, мы должны иметь:

$$a = \frac{q}{p_2 - p_0} \quad (3)$$

Величины p_2 принимаются в этом случае те, которые даны как санитарные пределы загрязнения воздуха людьми; величина p_0 может быть принята равной 0,4, предполагая, что атмосферный воздух не загрязняется вентиляционными устройствами.

Пример 1. Какой обмен должен быть принят в больничной палате на 1 взрослого больного?

Принимая в данном случае $p_2 = 0,7$ и $q = 20$, имеем:

$$a = \frac{20}{0,7 - 0,4} = 66 \text{ м}^3.$$

Пример 2. Какой обмен должен быть принят на 1 человек в общей спальне детского приюта?

Принимая $q = 0,75 \times 20 = 15$ и $p_2 = 1,0$, имеем:

$$a = \frac{15}{1,0 - 0,4} = 25 \text{ м}^3.$$

Пример 3. Определить обмен воздуха на 1 зрителя в зрительном зале кинематографа.

Принимая, что при нескольких сеансах, следующих один за другим, влияние объема зала сказывается лишь в первый сеанс, имеем:

$$a = \frac{20}{2,0 - 0,4} = 12,5 \text{ м}^3.$$

При временном пользовании очень большими помещениями их объем играет роль при определении нормы обмена, так как начальное содержание СО₂ в воздухе этих помещений весьма мало по сравнению с конечным, и вся поглощенная им СО₂ соответственно уменьшает тот общий объем СО₂, который должен раствориться в вентиляционном воздухе.

Количество СО₂ в литрах, которое выделяют люди, находясь t часов в данном помещении в числе n человек, равно $n \cdot q \cdot t$.

Вся эта СО₂ поглощается частью воздухом самого помещения, воздух которого увеличивает содержание СО₂ в 1 м³ от p_1 до p_2 , и частью поглощается вентиляционным воздухом, который, входя в помещение с содержанием p_0 литров СО₂ в 1 м³, удаляется с содержанием p_2 литров, после того как воздух помещения поглотит предельное количество СО₂.

Если обмен воздуха начинается с того момента, когда воздух помещения уже успел поглотить все то количество CO_2 , которое соответствует величине $v \cdot (p_2 - p_1)$, то обмен воздуха ограничивается по времени и по объему, так как период действия вентиляции уменьшается, согласно формуле (1), на время $t = \frac{v}{n \cdot q} \cdot (p_2 - p_1)$ часов, а обмен воздуха в остальное время достигает $a = \frac{q}{p_2 - p_0}$ на 1 человека.

Несмотря на явное экономическое преимущество такого способа обмена, его практическое применение встречает серьезные препятствия, так как и самый момент начала пользования вентиляцией не имеет каких-либо наглядных признаков, не говоря уже о том, что пользование вентиляцией, начало действия которой приурочено к моменту определенной степени загрязнения воздуха в помещении, возможно лишь при весьма сложной системе централизации, управления и регулирования всего вентиляционного устройства.

При обычном пользовании вентиляционной системой обмен воздуха начинается с момента занятия помещения людьми и прекращается после его освобождения.

В этом случае в первое время действия системы извлекаемый воздух будет относительно чист, содержание в нем CO_2 будет постепенно увеличиваться сравнительно с тем, что было в нем раньше, т.-е. от p_1 до предельного p_2 . Мы можем допустить, что в первое время действия вентиляции извлекается воздух, заполнявший помещение и имевший p_1 литров CO_2 в 1 м^3 . Так как содержание в нем CO_2 постепенно повышается до p_2 , то среднее содержание может быть принято равным $\frac{p_1 + p_2}{2}$, и общее количество CO_2 , которое будет удалено этим воздухом, равно:

$$v \left(\frac{p_1 + p_2}{2} - p_1 \right) = \frac{v}{2} (p_2 - p_1).$$

Тогда все количество углекислоты, которое будет удалено вентиляционным воздухом, будет равно:

$$Q = n \cdot a \cdot t_1 (p_2 - p_0) + \frac{v}{2} (p_2 - p_1),$$

где t_1 число часов действия вентиляции, начиная с момента удаления воздуха, заполнявшего помещение.

Если мы примем $t_1 = t$, т.-е. всему числу часов вентиляции, то этим мы увеличим смену воздуха и ближе подойдем к требуемому обмену, при котором содержание CO_2 в воздухе всегда несколько ниже нами принятого, доходя до предельного содержания лишь в конце действия вентиляции.

Заменяя t_1 через t и вставляя вместо Q его величину $q \cdot n \cdot t$, получим:

$$q \cdot n \cdot t = n \cdot a \cdot t \cdot (p_2 - p_0) + \frac{v}{2} (p_2 - p_1),$$

откуда

$$a = \frac{q - \frac{v}{2 \cdot n \cdot t} \cdot (p_2 - p_1)}{p_2 - p_0} \quad (4)$$

Формулой (4) можно пользоваться во всех тех случаях, когда крупное помещение временно занимает людьми, причем в период времени, свободный от пользования помещением, происходит его проветривание, доводящее содержание в нем CO_2 до величины, близкой к содержанию CO_2 в атмосферном воздухе.

Пример 4. Какой обмен воздуха следует принять на одного человека в вышеуказанном концертном зале (стр. 9), если: $t = 3$ ч., $n = 1000$, $p_2 = 2$, $p_1 = 0,5$, $p_0 = 0,4$ при $v = 10\,000$.

$$a = \frac{20 - \frac{10\,000}{2 \times 3 \times 1000} (2,0 - 0,5)}{2,0 - 0,4} = 10,94.$$

Если бы мы пренебрегли объемом воздуха самого зала и приняли, что извлекаемый воздух с первого же момента пользования вентиляцией будет содержать p_2 литров CO_2 в 1 м^3 , то, пользуясь формулой (3), мы получили бы:

$$a = \frac{20}{2,0 - 0,4} = 12,5 \text{ м}^3.$$

Пример 5. Определить норму обмена воздуха в классе школы для детей младшего возраста при $v = 200$, $n = 40$, $p_2 = 1,5$, $p_1 = 0,5$, $p_0 = 0,4$. Время пребывания учеников в школе 6 часов, из которых на перемены отходит 1 час.

Если бы ученики проводили все 6 часов в классе, то каждый из них выделил в помещении класса $6 \times 15 = 90$ литров CO_2 , которые должны быть удалены вентиляцией класса.

На самом деле время пребывания учеников в классе ограничивается $6 - 1 = 5$ часами, во время которых одним учеником выделяется в классе $5 \times 15 = 75$ литров CO_2 .

Так как вентиляция класса действует непрерывно во все 6 часов, то количество CO_2 , которое вентиляция должна удалить в 1 час, равно $\frac{75}{6} = 12,5$ литров на 1 ученика.

Пользуясь формулой (4), имеем:

$$a = \frac{12,5 - \frac{200}{2 \cdot 40 \cdot 6} (1,5 - 0,5)}{1,5 - 0,4} = \approx 11 \text{ м}^3.$$

Если бы мы пренебрегли влиянием объема воздуха в самом классе, то, пользуясь формулой (3), получили бы

$$a = \frac{12,5}{1,5 - 0,4} = \approx 11,4 \text{ м}^3.$$

В данном случае влияние объема воздуха класса отразилось незначительно на величине обмена, уменьшив ее лишь на $3,6\%$, что объясняется длительностью пользования вентиляцией при малом объеме класса.

4. Нормы обмена воздуха по содержанию в нем влаги.

Если для соблюдения чистоты воздуха жилых помещений или помещений временного пользования мы придерживаемся санитарных норм, при которых показателем загрязнения воздуха служит CO_2 , то

показатель этот не всегда обеспечивает в помещениях соблюдение наиболее важных условий обмена.

В приведенном выше примере 4 определения необходимого обмена воздуха в концертном зале мы пользовались установленными санитарными нормами по отношению к содержанию в воздухе CO_2 . Между тем, иногда вопрос об устройстве вентиляции в помещении, имеющем богатую декоративную отделку, связан не столько со стремлением улучшить условия пребывания людей, сколько с необходимостью принятия мер к сохранению стеной живописи, приходящей в быстрое разрушение под влиянием осаждения влаги на ее поверхности, а также на оборотной стороне слоя отнесенной от стены штукатурки, служащей основанием для стеной живописи.

Такой способ подготовки мест для живописной росписи стен иногда применяется с целью предохранить живопись от сырости стеной кладки.

В художественно отделанных помещениях, в которых пребывание людей кратковременно, а их скопление редко, главнейшее условие, принимаемое во внимание при определении нормы обмена, связано с устранением того избытка влаги в воздухе, которая может выделиться на поверхности стеной росписи.

Если мы в параллель с тем, что относилось к CO_2 , обозначим через p_2' предельное содержание влаги в граммах в 1 м^3 воздуха, через p_0' содержание влаги в наружном воздухе и через p_1' — в воздухе помещения до его занятия людьми, то по аналогии имеем

$$a' = \frac{q' - \frac{v}{2 \cdot n \cdot t} \cdot (p_2' - p_1')}{p_2' - p_0'} \quad (5)$$

где q' — часовое выделение водяных паров человеческим телом.

Если, кроме людей, в помещении находятся другие источники выделения водяных паров, то следует определить общий вес выделяемого ими водяного пара за время пользования помещением и полученную величину добавить к выделяемой людьми.

Пусть вес пара, доставляемого посторонними источниками за t часов пользования помещением, будет Q' кг, тогда добавочная влажность, приходящаяся на 1 человека, будет равна

$$q'' = \frac{Q' \cdot 1000}{t \cdot n} \text{ грамм}$$

и

$$a' = \frac{(q' + q'') - \frac{v}{2 \cdot n \cdot t} \cdot (p_2' - p_1')}{p_2' - p_0'} \quad (6)$$

Пример 6. Определить нормы обмена воздуха в парадном зале при условии устранения осаждения влаги на поверхностях наружных стен, имеющих температуру 14°C .

Пусть: $v = 10\,000$, $n = 1000$, $t = 3$, тогда, на основании формулы (5) имеем:

$$a' = \frac{40 - \frac{10\,000}{2 \times 1000 \times 3} (p_2' - p_1')}{p_2' - p_1'} = \frac{40 - 1,7 (p_2' - p_1')}{p_2' - p_1'}$$

При температуре 14°C и при полном насыщении в 1 м^3 воздуха содержится 12 г водяных паров. Следовательно, для устранения осаждения влаги на поверхностях имеющих температуру 14° , мы должны абсолютную влажность воздуха не доводить до насыщения. Если из предосторожности мы примем абсолютную влажность воздуха в конце засаждения не превышающей $0,8$ от насыщения, то получим:

$$p_2' = 0,8 \times 12 = 9,6.$$

Принимая внешнюю температуру в худшем случае равной температуре внутренней поверхности стен, т. е. равной 14° , и относительную влажность наружного воздуха $0,70$, т. е. $p_0' = 0,7 \times 12 = 8,4$, а величину p_1' , промежуточную между ними, т. е. $p_1' = 9$, получим:

$$a' = \frac{40 - 1,7 (9,6 - 9)}{9,6 - 8,4} = \frac{40 - 1,02}{1,2} = 32,5 \text{ м}^3.$$

Из полученного расчета видим, что потребный обмен для устранения осаждения влаги на стенах в 3 раза превышает санитарную норму.

В приведенном примере единственным источником влаговыделения являются люди, но весьма часто, в фабричных помещениях, влага, выделяемая людьми, является ничтожно малой по сравнению с другими источниками паровыделения. Для определения обмена воздуха, устраняющего образование тумана в таких помещениях, надо считать не количество людей, а исходить из следующих соображений:

Пусть все количество пара, выделяемое в 1 час в данном помещении, равно $Q \text{ кг}$. Образование тумана при температуре помещения наступает при $p_2' \text{ г}$ влаги в 1 м^3 воздуха. Абсолютная влажность вводимого воздуха $p_0' \text{ г}$ в 1 м^3 . Отсюда часовой обмен воздуха:

$$L = \frac{Q \cdot 1000}{p_2' - p_0'} \cdot \text{м}^3. \quad (7)$$

Если объем помещения равен $v \text{ м}^3$, то отношение объема вентиляции к объему помещения называется кратностью обмена.

Пример 7. В красильне, объем которой 1000 м^3 , выделяется в 1 час 100 кг пара. Температура красильни 25° . Требуется путем вентиляции устранить образование тумана.

При температуре 25° насыщенный воздух содержит в 1 м^3 $22,9 \text{ г}$ водяных паров. Не допуская относительной влажности воздуха подняться свыше 80% насыщения для устранения образования тумана при местном, случайном понижении его температуры, неизбежном при циркуляции воздуха у охлаждающихся поверхностей, мы получим:

$$p_2' = 0,8 \times 22,9 = 18,32.$$

Принимая действие вентиляции обеспеченным при высшей внешней температуре $+5^\circ \text{C}$, при которой внешний воздух, при его относительной влажности 80% , содержит в 1 м^3 $6,8 \text{ г}$ водяного пара, имеем:

$$p_0' = 0,8 \times 6,8 = 5,44;$$

отсюда

$$L = \frac{100 \cdot 1000}{18,32 - 5,44} = \frac{100\,000}{12,88} = 7764 \text{ м}^3; \quad \frac{L}{v} = \frac{7764}{1000} = 7,764.$$

В данном случае объем помещения не учтен при определении величины L , так как он слишком мал по сравнению с величиной обмена, тем более, что работа красильни продолжается не менее 8 часов в сутки.

5. Нормы обмена воздуха по содержанию в нем ядовитых газов.

При некоторых производствах выделяются ядовитые газы, для устранения вредного влияния которых необходимо принимать специальные меры. Наиболее радикальной мерой является работа под сильной тягой в вытяжном шкафу. Но самая работа всегда вызывает необходимость в открывании дверец шкафа и частичного проникания работающего в самый шкаф.

Для устранения прохождения газов через открытую дверку в помещение необходимо, чтобы скорость движения воздуха в просвете дверки в сторону шкафа была больше скорости диффузии газов в воздухе.

Принимая последнюю скорость в круглых цифрах равной 0,15 м в секунду, задаемся скоростью воздуха в просвете дверки равной 0,2 м/с. Этой мерой мы устраняем распространение газов за пределы шкафа.

Чтобы устранить опасность для работающего при наклоне внутрь шкафа, необходимо настолько разбавлять выделяющиеся вредные газы воздухом, чтобы смесь была не опасна при ее случайном вдыхании. Для некоторых из наиболее применимых вредных газов были даны пределы их содержания в воздухе, при которых вдыхание смеси является безусловно опасным. Кроме того, были даны и такие пределы, при которых допустимо, без явной опасности для здоровья, вдыхание смеси в течение $\frac{1}{2}$ часа и до 1 часа.

Такие пределы отравляющего влияния различных газов, в их смеси с воздухом были даны Леманом.

Так как работа при вытяжном шкафу обычно ограничивается временем подготовки к опыту или к химическому процессу, а во время последнего встречается необходимость лишь в самых кратковременных операциях в шкафу, требующих частичного проникания внутрь шкафа, то при случайном вдыхании смеси газов с воздухом в этот момент для устранения опасности для работающего следует принимать разбавление газов воздухом в пределах, промежуточных между опасными и переносимыми по таблице Лемана.

Зная количество выделяемых газов или паров, следует разбавлять их таким количеством воздуха, чтобы получаемая смесь не выходила из пределов насыщения, указанных в последнем столбце таблицы.

Там, где работа в вытяжных шкафах невозможна, что обычно встречается в заводском деле при массовом производстве, следует стремиться к возможно лучшей изоляции всех приборов и труб от случайной утечки газов и паров, а неизбежную утечку растворят

в массе вентиляционного воздуха, придерживаясь I столбца таблицы I (смотри страницу 135) во всем помещении завода и II столбца для мест утечки, которые должны быть выделены и снабжены усиленной вытяжной вентиляцией.

При очень больших обменах воздуха, содержащего легко поглощаемые химические примеси, представляется возможным возвращать в помещение обратно извлеченный воздух после его промывки поглотителем.

Способ промывки будет далее указан.

В некоторых случаях, при особо ядовитых газах, представляется необходимым промывать извлекаемый воздух поглотителем даже и в том случае, если воздух удаляется наружу. Возврат такого воздуха в помещение опасен вследствие возможных роковых последствий при случайной неисправности действия промывных приспособлений.

Пример 8. Какими данными следует руководствоваться при проектировании вытяжного шкафа в аналитической лаборатории для работы с сероводородом?

Предположим, что в 1 час расходуется 100 л сероводорода. Принимая, согласно таблице I, разбавление воздухом равным 0,4 литра на 1 м³, получаем объем воздуха, пропускаемого в 1 час через шкаф:

$$L = \frac{100}{0,4} = 250 \text{ м}^3.$$

При скорости воздуха в просвете дверей равной 0,2 м в секунду, имеем площадь просвета дверей $F = \frac{250}{3600 \times 0,2} = \approx 0,35 \text{ м}^2$.

Принимая 150-кратную смену воздуха в шкафу в 1 час, получаем его внутренний объем $v = \frac{250}{150} = \approx 1,7 \text{ м}^3$.

6. Нормы обмена воздуха по добавочным тепловым источникам.

Поддержание нормальной комнатной температуры достигается равновесием между потерей тепла внешними ограждениями и теплоотдачей нагревательных приборов. Если, кроме приборов отопления, в помещении будут находиться временные источники тепла, которыми могут быть люди, осветительные приборы, солнечная радиация и т. д., то тепловое равновесие нарушается, и комнатная температура повышается. Вследствие малой теплоемкости воздуха повышение комнатной температуры могло бы происходить весьма быстро, далеко выходя из нормальных границ. Если это явление обычно не наблюдается в такой степени, как этого можно было бы ожидать, то это объясняется тем, что каждое повышение комнатной температуры создает разность температур между комнатным воздухом и всеми поверхностями, им обмываемыми, включая сюда все ограждающие поверхности как внешние, так и внутренние, а также поверхности всех предметов обстановки.

Величина этих поверхностей очень велика, и даже незначительное повышение комнатной температуры вызывает весьма заметное погло-

щение тепла всеми этими поверхностями и ее передачу внутрь материала, ими ограниченного. Чем больше теплопроводность этого материала, чем энергичнее будет происходить передача тепла с поверхности, и тем большее количество тепла эти поверхности могут поглотить.

При определении величины всеобщего коэффициента теплопередачи последовательность слоев во внешних ограждениях не играет роли.

Постоянство температур внутренней и внешней обеспечивает постоянство температур и во всех внутренних слоях и создает безразличие в их последовательности. Но если комнатная температура повышается, то теплопоглощение внешних и внутренних ограждений будет, как уже сказано, меняться в зависимости от теплопроводности ближайшего к поверхности слоя, а, следовательно, последовательность слоев приобретает серьезное значение.

Изолируя стену пробковыми плитами, мы можем наложить слой пробки на стену и по пробке произвести оштукатурку стены. Но можем, наложивши пробку на штукатурку, затереть ее и окрасить. Величина всеобщего коэффициента может оставаться в обоих случаях одинаковой. Но при поверхностной штукатурке, имеющей коэффициент теплопроводности равный 0,7, теплота, поглощаемая ее поверхностью, будет проникать вглубь штукатурного слоя быстрее, чем в слой пробки в $\frac{0,7}{0,06} = \approx 11$ раз, если мы примем коэффициент теплопроводности пробки равным 0,06. При кратковременном повышении комнатной температуры теплоемкость штукатурного слоя может оказаться достаточной, чтобы поглотить все тепло добавочного источника за счет соответствующего повышения температуры штукатурки.

Из сказанного следует, что для выравнивания комнатной температуры при временных ее колебаниях следует придавать поверхностному слою ограждений повышенный коэффициент теплопроводности.

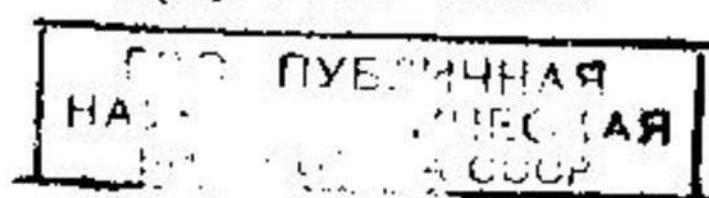
Оклейка оштукатуренных стен обоями, в особенности толстыми, уменьшая теплопроводность поверхностного слоя, уменьшает регулирующее влияние штукатурки.

Окраска штукатурки масляной краской почти не влияет на коэффициент теплопроводности штукатурки, но уничтожает ее пористость и гигроскопичность.

Пористость наружных ограждений способствует естественной вентиляции, которая во многих случаях заменяет искусственную, при отсутствии или бездействии последней. Гигроскопичность штукатурки является регулятором влажности комнатного воздуха. С повышением относительной влажности, наряду с повышением температуры комнатного воздуха, создаваемая разность температур между комнатным воздухом и поверхностным слоем штукатурки, особенно на внешних ограждениях, способствует конденсации водяных паров; получаемая при этом вода впитывается в штукатурный слой, не давая этим внеш-

Проф. В. М. Чаплин.

2



8012 $\frac{16}{60}$



него впечатления отсыревания последнего вследствие большой гигроскопичности штукатурки.

При устранении источника выделения влаги и с понижением влажности комнатного воздуха происходит обратное выделение влаги из штукатурного слоя и ее растворение в воздухе.

При наличии вполне надежной искусственной вентиляции и при более или менее равномерном, во времени, распределении источников влаговыделения — окраска стен непроницаемой для воздуха и влаги краской или их оклейка соответствующими обоями, гарантируя наибольшую чистоту поверхностей, полезны; в противном же случае клеевая окраска должна быть признана более рациональной.

В спокойном состоянии взрослый человек как добавочный источник тепла отдает окружающему воздуху, как уже сказано, 75 калорий в 1 час. Мы можем принять для детей до 15 лет $\frac{3}{4}$ этого количества, или круглым числом 57 калорий, а для ребенка до 3 лет — $\frac{1}{2}$, или 37 калорий.

1 кг воздуха при своем нагревании на 1°C поглощает 0,237 калорий, что является его теплоемкостью при постоянном давлении.

Для устранения повышенной температуры в многолюдных собраниях их снабжают усиленным притоком воздуха пониженной температуры по сравнению с нормальной комнатой.

При надлежащем распределении вводимого воздуха его температура может быть принята на 5° ниже комнатной без неприятного влияния этого прохладного воздуха на присутствующих.

При таких условиях 1 кг притекающего воздуха, повышая свою температуру в помещении за счет животной теплоты, способен поглотить $5 \times 0,237 = 1,185$ кал., а для поглощения всего того количества тепла, которое отдается взрослым человеком, требуется вводить в 1 час $75 : 1,185 = \approx 63,3$ кг.

1 м³ метр воздуха при 20° весит 1,2 кг, следовательно, приток воздуха на 1 взрослого человека в 1 час для поглощения всей выделяемой им животной теплоты должен равняться $63,3 : 1,2 = 52,75$ м³ в 1 час.

Эта норма является промежуточной между теми двумя нормами, которые были нами приняты при определении обмена воздуха по СО₂ при постоянном пребывании людей в помещении. Для временного пребывания она слишком велика по отношению к порче воздуха. Из этого следует, что при временном пребывании воздух, вводимый в помещение для поглощения животной теплоты, удаляется из него еще достаточно чистым для дальнейшего его применения для вентиляционных целей.

В примере 3 мы получили на 1 человека в зрительном зале кинематографа 12,5 м³ вентиляционного воздуха, что составляет, при его температуре 15° , желательной температуре залы кинематографа:

$$12,5 \times 1,226 = 15,325 \text{ кг воздуха.}$$

За счет животной теплоты все это количество воздуха можно нагреть на $75 : (15,325 \times 0,237) = \infty 20,6^\circ$. Следовательно, мы можем обеспечить желаемый обмен воздуха при внешней температуре $15 - 20,6 = -5,6^\circ$, не затрачивая иного тепла, кроме доставляемого самими зрителями.

При более высокой внешней температуре, превышающей $-5,6^\circ$, есть возможность увеличить ввод наружного воздуха, а при более низкой — является необходимым несколько подогревать вентиляционный воздух.

Приведенный пример указывает, что искусственная вентиляция не всегда требует расхода топлива для своего действия, и во многих случаях ею можно пользоваться за счет нормальных источников тепла, связанных с назначением помещений.

В обыкновенных квартирах такими источниками, кроме людей, являются: кухонные очаги, самовары, приборы освещения и т. д. Для средней квартиры можно принять часовое тепловыделение всеми этими добавочными тепловыми источниками 150 калорий на 1 человека. Следовательно, в частных небольших квартирах на нагревание наружного воздуха можно принимать 225 калорий на 1 человека. Считая на 1 жильца 60 м^3 внутренней емкости квартиры, получаем добавочное тепловыделение на 1 м^3 внутреннего объема квартиры $225 : 60 = 3,75$ кал.

Обычно принимаемая норма обмена воздуха в квартирах составляет 0,5 внутреннего их объема, т. е. на 1 м^3 внутреннего объема приходится $0,5 \text{ м}^3$ внешнего воздуха. Для нагревания $0,5 \text{ м}^3$ воздуха от средней сезонной температуры для средней полосы, принимаемой равной -5° до комнатной $+20^\circ$, расходуется $0,237 \times 25 \times 0,5 \times 1,2 = 3,555$ кал., где 1,2 вес 1 м^3 воздуха при его температуре 20° . Из этого расчета видно, что случайные тепловые источники — $3,75$ кал. на 1 м^3 внутреннего объема помещений — покрывают в обыкновенных квартирах потребность тепла на их вентиляцию — $3,555$ кал. — при средних сезонных температурах -5° .

В фабричных устройствах добавочным источником тепла служит механическая энергия. Почти во всех случаях она расходуется на преодоление вредных сопротивлений, при чем переходит в эквивалентное количество тепловой энергии.

1 метрическая лошадиная сила (*75 кг-м-секунда*) эквивалентна 632,3 калориям. Зная фактическую затрату работы в машинах-орудиях, мы можем, на основании сказанного, легко определить отдаваемое ими количество тепла в окружающий воздух.

На фабриках и заводах, вследствие хорошего перемешивания воздуха механизмами, ремнями, тепловыми токами, представляется возможным, без опасения создать заметные для самочувствия токи воздуха, повысить разность температур между входящим воздухом и внутренним свыше 5° , доводя ее в исключительных случаях до 10° . Разность температур в 8° вполне допустима и часто принимается при фабричной вентиляции.

Весьма заметное влияние на комнатную температуру оказывает солнечная радиация. Не играя особой роли в зимнее время, она очень сильно отражается на температуре помещений в весеннее и летнее время. При устройстве летней вентиляции, имеющей главной целью понизить комнатную температуру, является необходимым учесть то количество тепла, которое доставляется в вентилируемые помещения солнечными лучами. Те тепловые лучи, которые падают на стены здания и на его кровлю, частью отражаются, частью поглощаются мате-

риалами ограждений. Вследствие малой теплопроводности внешних ограждений и их значительной теплоемкости, нагревательная способность солнечных лучей вызывает постепенное и весьма медленное нагревание внешних ограждений. В ночное время, при пониженной внешней температуре, происходит охлаждение наиболее нагретых поверхностных слоев. На основании этого, влияние солнечных лучей на комнатную температуру в каменных домах, обладающих большой теплоемкостью стен, значительно слабее, чем в деревянных. На тех же основаниях верхние этажи, имеющие малотеплоемкие верхние перекрытия, ночное охлаждение которых значительно уменьшено чердачным ограждением, нагреваются солнцем значительно сильнее нижних, тем более, что и поверхности, воспринимающие солнечные лучи, здесь велики и расположены более отвесно к солнечным лучам.

Совершенно иную роль по отношению к нагреванию помещений солнечными лучами играют окна и особенно верхние стеклянные перекрытия. Стекло, совершенно свободно пропуская световые лучи, задерживает инфракрасные (тепловые). Благодаря этому свойству стекла солнечная радиация крайне быстро отражается на комнатной температуре, внося в помещение значительное количество тепла. Что касается этого количества, то, к сожалению, мы не имеем до настоящего времени более или менее точных указаний о количестве тепла, доставляемого через оконные пролеты в помещения. Известно, что в ясный и сухой июньский день на 1 м^2 поверхности, расположенной перпендикулярно к солнечным лучам, доставляется радиацией максимально около 600 кал. Средняя же величина тепла, доставляемого солнечной радиацией за 17 часов стояния солнца в ясный июньский день, составляет ≈ 300 калорий. Принимая во внимание, что стекла расположены не перпендикулярно к солнечным лучам, и что часть лучей отражается и не попадает в помещение, можно для приблизительных расчетов принимать, что 1 м^2 горизонтальной проекции верхнего светового фонаря дает в среднем в 1 час за часы солнечной радиации в июне месяце 120 калорий. Для боковых окон, направленных на север, солнечная радиация дает 0 калорий на 1 м^2 расчетного оконного просвета, на восток — 50 калорий, на юг — 75, на запад — 60 калорий.

При таком учете влиянием радиации на стены здания можно пренебречь, а на потолок можно принимать 5 калорий на 1 м^2 расчетной потолочной поверхности в 1 час радиации.

Будущие исследования дадут более точные величины для определения нагревательной способности солнечных лучей; приводимые величины являются лишь попыткой, имеющей за собой некоторый практический опыт, учесть и солнечную радиацию при решении вопросов о вентиляции при добавочных источниках тепла.

7. Нормы обмена воздуха в помещениях неопределенного заполнения.

Таблица (2) дает возможность определить обмен воздуха в таких помещениях, где трудно применить один из вышеуказанных способов, вследствие отсутствия данных для их применений. Таблица (2) составлена на основании опытных данных, принимая во внимание русские условия (климатические и бытовые) и задаваясь высотой помещения в 4 м. При иной высоте нормы обмена соответственно изменяются.

8. Санитарные требования по отношению к вентиляционному воздуху.

Задаваясь нормами обмена, мы всегда имеем в виду, что вводимый нами воздух, для разбавления испорченного, сам по себе вполне чист и по своим санитарным достоинствам приближается к наружному воздуху.

Но на самом деле вентиляционный воздух не может обладать всеми свойствами наружного воздуха, придающими ему то освежающее действие на человеческое самочувствие, которого мы тщетно добиваемся путем искусственной вентиляции. Уже самый принцип смешения, на котором основана искусственная вентиляция, исключает возможность достичь того, что дает наружный воздух. В последнем растворяются относительно ничтожные по величине объемы испорченного воздуха, крайне мало отражающиеся на его чистоте, тогда как вентиляционный воздух лишь разбавляет до определенной концентрации испорченный воздух, соответственно уменьшая его вредное действие на организм. Для сравнения мы можем вообразить себе, с одной стороны, мощную многоводную реку, в которую впадают незначительные стоки грязных вод, почти не отражающиеся на качестве ее воды, а с другой стороны, проточный пруд, в который со всех сторон стекают грязные воды и в которой одновременно вводится чистая проточная вода, не допускающая общей массе воды пруда перейти допустимую границу загрязнения. Но если и эта проточная вода будет сама по себе вносить какую-либо порчу в общую массу смешанной воды пруда, то последняя еще более понизится в своих санитарных свойствах. Исходя из этого, мы должны с особой тщательностью охранять санитарные достоинства вентиляционного воздуха.

а) Санитарные требования по отношению к месту приема наружного воздуха. Для достижения чистоты вентиляционного воздуха, он должен браться снаружи из такого места, где сам наружный воздух не загрязнен какими-либо близ расположенными источниками его порчи или запыления. В населенных местах, при расположении вентилируемого здания среди других, бывает весьма трудно найти удобное место для забора наружного воздуха, чтобы оно было близко к месту

его подготовки для вентиляционных целей и чтобы оно обеспечивало чистоту забираемого воздуха. Вполне естественно требование, вытекающее из всего сказанного, чтобы место забора воздуха не ухудшало его санитарных достоинств по сравнению со всем окружающим воздухом.

б) По отношению к его порче в вентиляционных каналах и камерах. Забравши чистый наружный воздух, мы должны довести его до места поступления в вентилируемое помещение, отнюдь не понижая его санитарных достоинств. Раз мы применяем очистку воздуха от пыли, мы этим улучшаем его качество, но одновременно, при протекании воздуха в каналах и в камерах, он может загрязняться теми газами, парами или пылью, которые могут случайно в них проникать. Такое загрязнение может вносить испорченный воздух, проникающий из соседних помещений, воздух из канализационных или водосточных труб, почвенный воздух и т. д. Отсюда вытекает требование, чтобы вентиляционный воздух на пути своего движения между воздухоприемным отверстием и вентилируемым помещением не понижал своих начальных санитарных качеств.

в) По отношению к влиянию на него нагревательных приборов. Влияние нагревательных приборов на качество вентиляционного воздуха слабее их влияния на воздух комнатный. Это объясняется следующими причинами: 1) вентиляционный воздух содержит в себе гораздо меньше органической, легко возгоняемой пыли, чем комнатный воздух;

2) вентиляционный воздух лишь однократно соприкасается с нагревательными поверхностями, тогда как комнатный, циркулируя, многократно нагревается у приборов отопления.

Но тем не менее влияние нагревательных приборов на качество вентиляционного воздуха заметно, особенно при медленном движении воздуха у нагревательных поверхностей и при высокой температуре последних. С этой стороны представляется рациональным и в санитарном отношении удовлетворительным придавать вентиляционному воздуху тем большую скорость обмывания нагревательных поверхностей, чем выше температура последних.

Во всяком случае следует стремиться, чтобы нагревательные приборы возможно меньше влияли на качество вентиляционного воздуха, не доводя это влияние до его воздействия на самочувствие.

г) По отношению к влиянию на него увлажнительных приборов. Увлажнительные приборы в том случае, если они имеют значительную водную поверхность при умеренной температуре воды, могут загрязнять воздух теми выделениями, которые вызваны гнилостными процессами вследствие попадания в воду из протекающего над ней воздуха микроорганизмов, и быстрого развития последних под влиянием благоприятной температуры воды. При таких условиях вода

приобретает крайне неприятный запах и покрывается с поверхности пленкой, препятствующей испарению воды.

В случае понижения уровня воды в испарительных коробках, пленка может высыхать на боковых их стенках, и высохшие частицы могут увлекаться током воздуха.

На основании этого следует: 1) температуру увлажнительных коробок поддерживать не ниже 60° , чтобы этим устранить биологические процессы в воде; 2) регулирование влажности воздуха достигать изменением температуры воды, не выходя из вышеуказанного предела, а не уменьшением величины ее поверхности, путем понижения уровня воды в сосудах с наклонными стенками, чтобы не обнажать последних с осевшими на них пленками; 3) вода в коробках должна легко удаляться и заменяться свежей, при чем одновременно должна представляться возможность тщательно очищать и промывать стенки коробок, удаляя осевшие осадки; для достижения этой цели коробки должны быть легко доступны наблюдению, контролю и уходу за ними.

В некоторых конструкциях увлажнительных коробок регулирование температуры воды достигается тем, что, повышая или понижая уровень воды в коробке, обнажаются в большей или меньшей степени те трубы, которые служат для нагревания воды. Такое устройство еще больше, чем обнажение стенок коробки, способствует переходу в воздух осадков со стенок обнажившихся нагревательных поверхностей.

ГЛАВА II.

ТЕХНИКА ВЕНТИЛЯЦИИ.

А. ПРИТОЧНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ.

1. Воздухоприемные устройства.

Приспособления для забора наружного воздуха для вентиляционных целей состоят из снабженного ограждением воздухоприемного отверстия, называемого „воздухоприемником“, и „воздухоприемного канала“, по которому наружный воздух доставляется в „вентиляционную камеру“.

Выбор места для воздухоприемника играет наиболее важную роль в деле обеспечения надлежащей чистоты поступающего для вентиляции воздуха. Соседство кухонь, прачечных, ретирад, помойных ям, котельных помещений, черных ходов и тому подобных мест возможного загрязнения воздуха — недопустимо. Так как все перечисленные места располагаются с дворовой стороны зданий, то отсюда видно, что забора воздуха с внутренних дворов, носящих служебный характер, следует избегать.

Фасадная сторона зданий, более благоприятная по отношению к чистоте забираемого воздуха, чем дворовая, часто менее обеспечивает его от запыленности вследствие более близкого соседства с уличной мостовой. Но если выбирать между этими двумя местами забора наружного воздуха, то следует предпочесть фасадное, так как от запыления еще можно избавиться при дальнейшем движении наружного воздуха в вентиляционных устройствах, тогда как загрязнение воздуха различными пахучими газами остается в нем до конца.

Запыленность воздуха уменьшается в более высоких слоях атмосферы. Она особенно велика в том слое воздуха, который при своем движении поднимает уличную пыль и лишь при вихревом или восходящем движении поднимается вместе с ней в более высокие слои.

На этом основании следует избегать расположения воздухоприемников в нижних частях зданий, поблизости к уровню земли, поднимая их на высоту, по возможности, не менее 2 м.

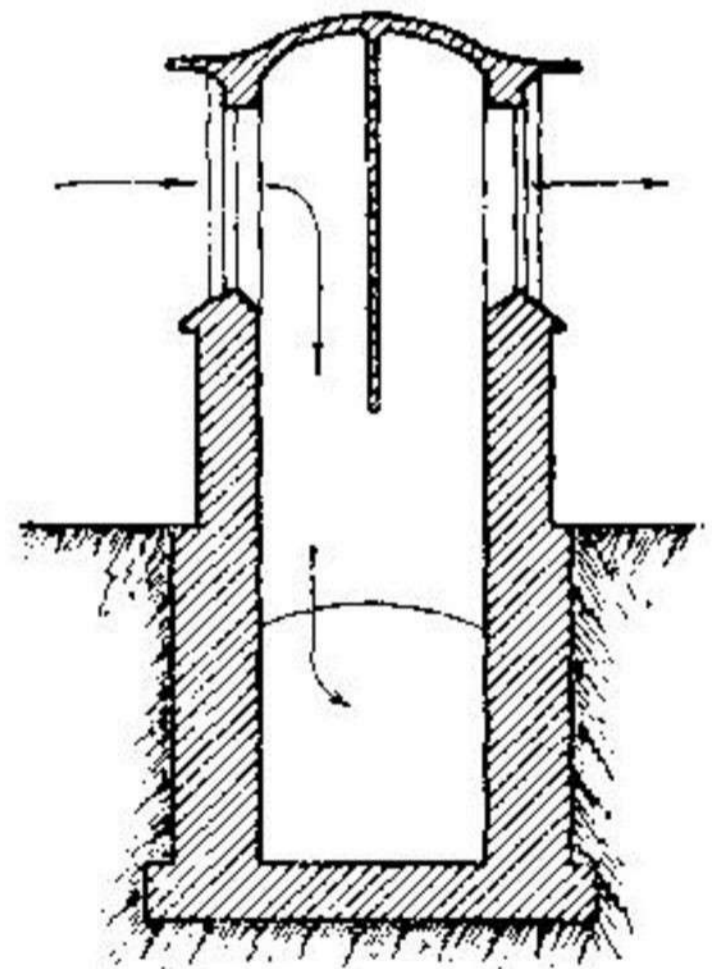
Хотя такой подъем не обеспечивает воздухоприемник от проникания пыли, но предохраняет его от случайной или умышленной порчи его ограждений, делая его малодоступным для проходящих.

Отверстие воздухоприемника защищено с внешней его стороны решеткой для предохранения воздухоприемного канала от забрасывания в него каких-либо предметов и залета птиц. Иногда вместо решетки устанавливается подвижное или неподвижное жалюзи. Жалюзи не обеспечивает воздухоприемник от проникания в него птиц, вьющих там иногда свои гнезда. Их назначение — предохранить воздухоприемный канал от дождя и отчасти снега. Наклонные полосы жалюзи осаждают капли дождя, стекающие с внешней стороны стены, в которой устроен воздухоприемник. Защиту внешней стороны жалюзи сеткой от птиц можно признать вполне рациональной. Когда вентиляцией пользуются лишь в холодное время года, следует устанавливать подвижное, плотно закрывающееся жалюзи, предохраняющее воздухоприемный канал от запыления в период бездействия вентиляции. Подвижное жалюзи не должно служить одновременно регулирующим клапаном для притока наружного воздуха, место установки которого рекомендуется в конце воздухоприемного канала.

В некоторых случаях воздухоприемник относится на некоторое расстояние от здания, для чего устраивается специальная воздухоприемная шахта в месте, наиболее обеспечивающем чистоту забираемого воздуха. В свободно стоящей шахте воздухоприемные отверстия располагаются с двух противоположных сторон, предпочтительно перпендикулярных к фасадным стенам здания. Для устранения сквозняка через эти пролеты, могущего вызвать опрокидывание вентиляции, шахта, начиная с верхнего ее перекрытия, снабжена перегородкой, низ которой опущен около $\frac{1}{2}$ метра ниже воздухоприемников (фиг. 1). Создаваемый под влиянием ветра напор перед перегородкой превышает то разрежение, которое вызывается тем же ветром за перегородкой, вследствие чего в конечном итоге ветер создает некоторый добавочный напор, побуждающий движение воздуха в приточной системе.

В том случае, когда воздухоприемные шахты отнесены на некоторое расстояние от зданий, между шахтами и отверстиями в фундаментах зданий устраиваются более или менее длинные подземные каналы, по которым наружный воздух доставляется в вентиляционные камеры.

В зимнее время, вследствие низкой температуры протекающего по этим каналам воздуха, окружающий грунт промерзает вокруг стенок на значительное расстояние. Промерзание может вызвать местное выпучивание грунта, вредно отражающееся на стенках всех воздухоприемных сооружений и на фундаменте здания. При сыром грунте весьма



Фиг. 1.

обычны трещины в стенах над местами ввода воздухоприемных каналов. В весеннее время грунт, окружающий воздухоприемный канал, отогревается весьма медленно, и температура поверхности его стенок долго остается более низкой, чем температура протекающего воздуха. При таких условиях наружный воздух может осаждасть свою влагу на поверхностях воздухоприемного канала, а вместе с влагой осаждаются на стенах споры плесени, грибов и т. д. В результате, в некоторых случаях воздухоприемные каналы обильно обрастают плесневой коркой, придающей протекающему воздуху затхлый запах, свойственный погребам и сырým подвалам. Такое явление особенно обнаруживается в тех вентиляционных системах, которые прекращают свое действие в летнее время. При вентиляции, действующей и в летнее время, сухой и теплый летний воздух просушивает стенки каналов, прогревает их и устраняет запах плесени, но зато способствует запылению вентиляционного воздуха остатками весенних налетов.

Все это не говорит в пользу отнoса вентиляционных шахт от зданий. В санитарном отношении такой отнoс отнюдь не обеспечивает большей чистоты воздуха, чем непосредственный его забор у стены тех же зданий. На основании сказанного следует, что воздухоприемные шахты можно применять лишь в исключительных случаях, при полной невозможности расположить воздухоприемники в фасадной части здания. Воздухоприемные каналы должны быть вполне доступны для поддержания в них чистоты; они должны быть светлы, а их стены при гладкости их поверхности должны быть доступны для их обмывания водой.

На основании вышесказанного о нерациональности подземных воздухоприемных каналов, можно ожидать еще худших результатов, если воздухоприемные каналы проложены под полами здания. И в строительном и в санитарном отношении таких воздухоприемных каналов следует избегать.

Наружный воздух всего лучше сохраняет свои санитарные достоинства, если он непосредственно из воздухоприемника поступает в камеру, минуя всякие воздухоприемные каналы. Вследствие возможной разности уровней между воздухоприемником и местом притока воздуха в камеру, они должны сообщаться между собой светлым вертикальным каналом. Перед входом воздуха в камеру он проходит через плотно закрывающийся клапан, которым в некоторых случаях регулируют приток вентиляционного воздуха (фиг. 2).

Входя в камеру, воздух замедляет свое движение вследствие значительного расширения струи воздуха. При замедленном движении часть пыли, увлеченной воздухом, оседает на дно камеры. Чтобы способствовать обеспыливанию вентиляционного воздуха, рекомендуется выделять первую часть вентиляционной камеры под пылеотстойник. Движение воздуха в пылеотстойнике должно совершаться со скоростью,

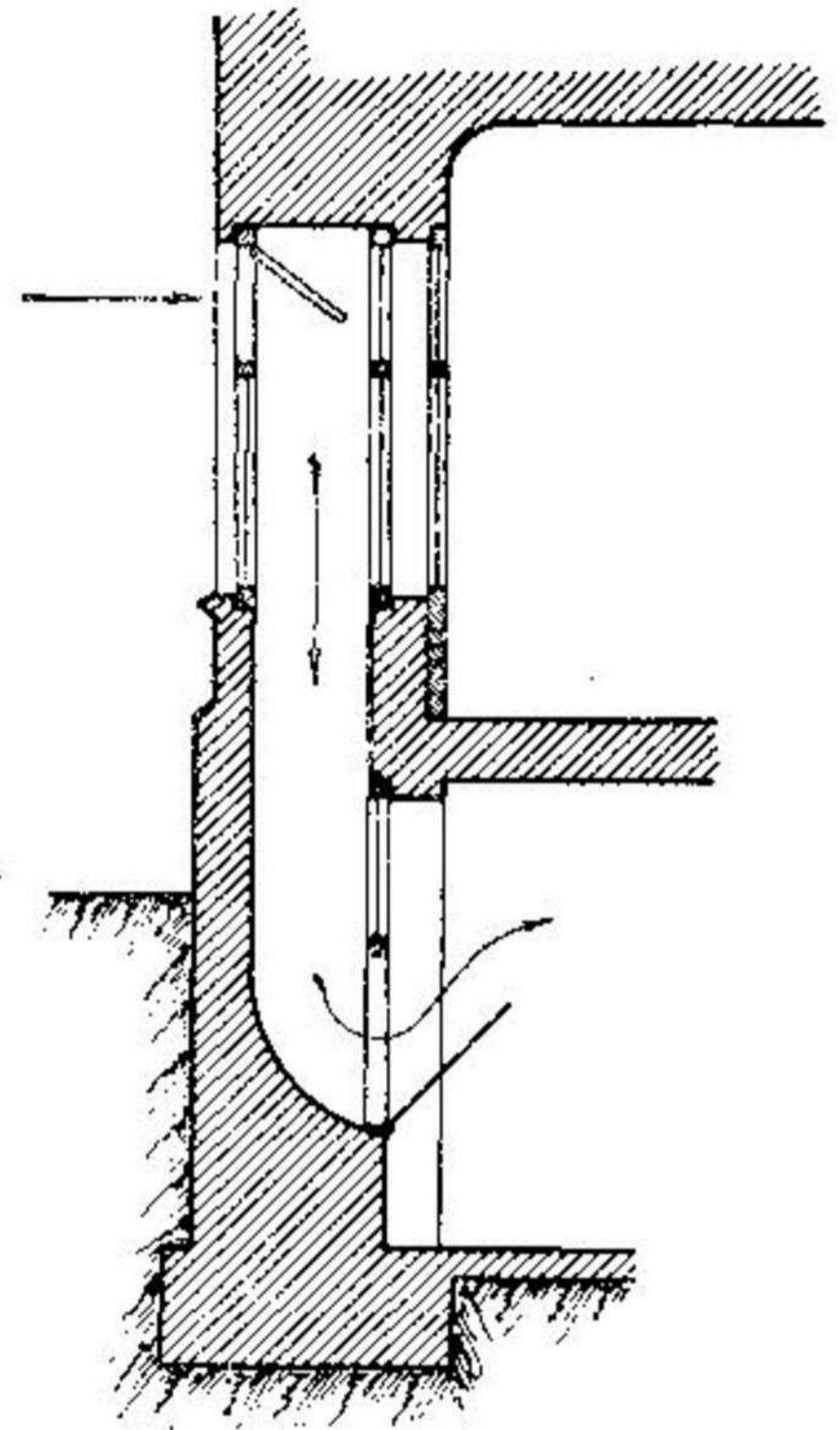
не превышающей 0,1 м в секунду, причем скорость эта должна быть равномерной по всему поперечному сечению пылеотстойника. Всякие вихревые движения и случайные ускорения вызывают поднятие с пола уже осевшей пыли и увлечение ее в ток вентиляционного воздуха.

Чтобы предохранить осевшую пыль от сдувания, пылеотстойная камера отделяется от воздухоприемного клапана высоким порогом или отражателем, направляющим наружный воздух вверх, одновременно распределяя его широкой струей по всему поперечному сечению пылеотстойника. Пыль осаждается не только на полу пылеотстойника, но и на его стенах, на нижних их частях. Нельзя допускать скопления этой пыли, ее нужно удалять, как только на полу образуется слой, скрывающий его поверхность. Во время удаления пыли нужно устранять ее распространение за пределы пылеотстойника. С этой целью он снабжается клапаном или дверью в месте входа воздуха в следующие отделения вентиляционной камеры. Во время чистки пылеотстойника они должны быть плотно закрыты. Для входа в него должна служить особая дверь, герметически закрывающаяся и запирающаяся во время действия вентиляционной камеры. Пылеотстойник должен быть хорошо освещен по возможности дневным светом, что обеспечивает наглядность всех его поверхностей и препятствует развитию гнилостных процессов в осевшей пыли.

Уличная пыль, заносимая в пылеотстойник, содержит в среднем около 65% минеральных и 35% органических веществ. Ее количество зависит от местных условий, главным образом, от способа мощения мостовых, от их уборки и поливки, от господствующих ветров и т. д.

Вообще в русских условиях запыленность уличного воздуха в городах и населенных местах составляет иногда общественное бедствие. Как пример, приводится исследование запыленности воздуха в Харькове, в некоторых частях которого иногда в один день осенью выпадает столько пыли, сколько в Париже на той же площади выпадает за целый год.

Из приведенного примера видно, что для русских, особенно степных и черноземных городов и населенных мест следует рекомендовать пылеотстойники при рационально устроенных и внимательно обслуживаемых вентиляционных системах.



Фиг. 2.

Пылеотстойник не может осадить ту мелкую пыль, главным образом, органическую, которая остается в подвешенном состоянии в воздухе, двигающемся со скоростью 0,1 м в 1 секунду. Чем длиннее путь движения воздуха, тем больше мелкой пыли может осесть в пылеотстойнике, но его длину редко делают больше двойной ширины, так как при больших размерах пылеотстойника бывает трудно расположить все вентиляционное устройство с соблюдением хорошего освещения и обслуживания всех его частей.

Для выделения из воздуха оставшейся пыли служат два способа: фильтрация и промывка.

Фильтрация воздуха основана на свойстве ваты задерживать из пропускаемого через нее воздуха всю пыль. При достаточной толщине ватного слоя фильтруемый воздух оказывается совершенно свободным от пыли.

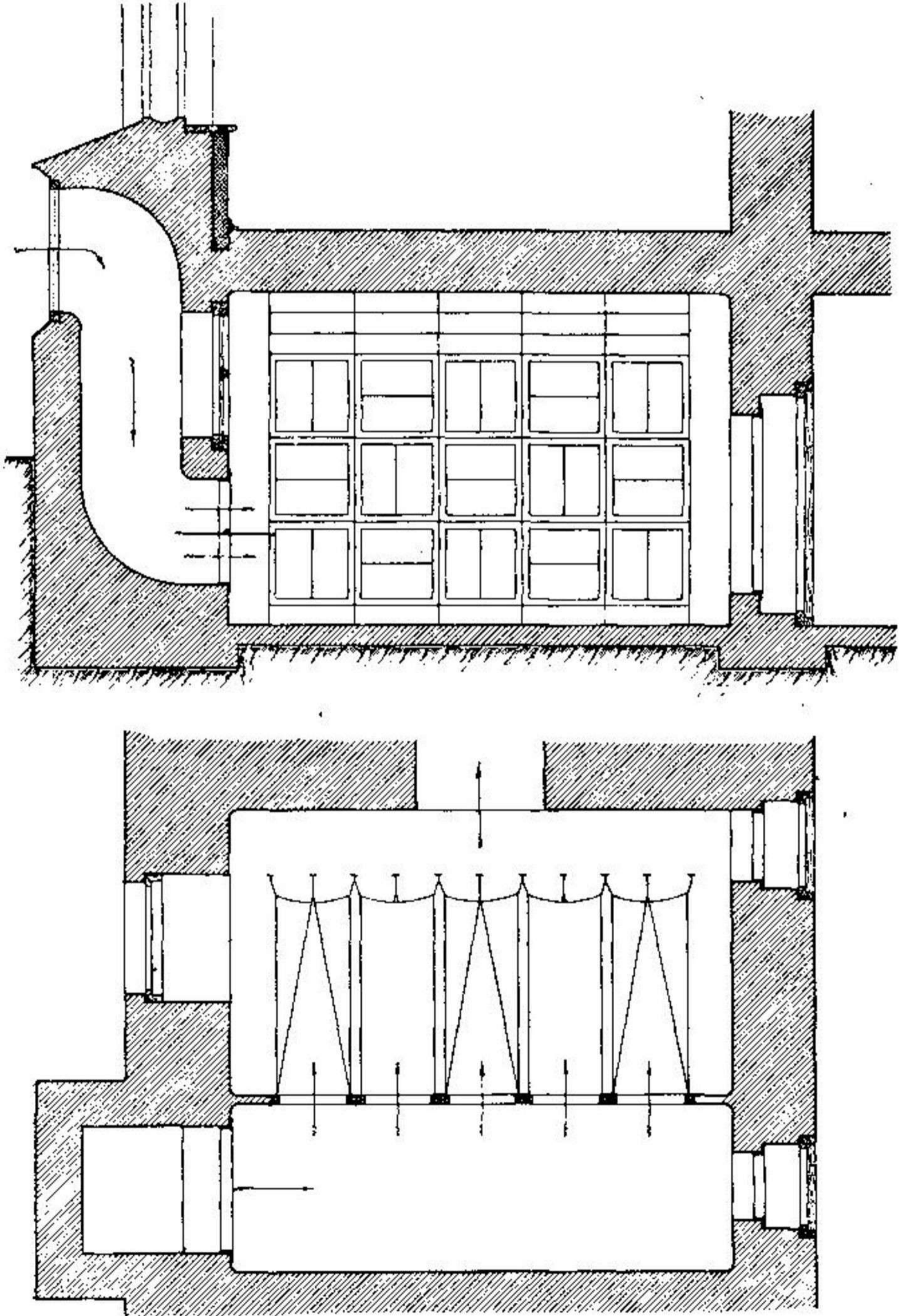
Практическое применение фильтрации воздуха через слой ваты встречает большие затруднения. Для этой цели совершенно ровный по толщине слой ваты располагается на сетке, из-под которой воздух отсасывается для преодоления большого сопротивления при его прохождении через вату. Для уменьшения этого сопротивления необходимо уменьшить скорость просачивания воздуха, увеличивая площадь ватного слоя. Но для увеличения этой площади представляется необходимым придать ватному фильтру весьма сложную форму для его вмещения в вентиляционную камеру.

Смена ваты после ее запыления, ее очистка от пыли, образование нового фильтровального слоя — все это оказывается практически трудно выполнимым и вносит слишком много элемента случайности в работу подобных фильтров. Их применение поэтому ограничивается очень маленькими вентиляционными устройствами, обслуживаемыми самими пользующимися такими системами.

Применение фильтрации воздуха в большом масштабе стало возможно лишь при замене ватного слоя начесом на ткани. Такая ткань носит название бумазеи, она в некоторой степени может заменять ватный фильтр для обеспыливания воздуха. Заменить вату вполне она, конечно, не может, так как фильтрующий слой при бумазее слишком тонок для задержания всех мельчайших пылевых частиц. Фильтр из ткани может иметь весьма развитую поверхность при удобном обслуживании фильтров. С этой целью им придают форму мешков, надеваемых на съемные рамки, устанавливаемые в стойки в вентиляционной камере вслед за пылеотстойным ее отделением. Впрочем, оба эти отделения камеры нет причины разделять между собой. Для механического осаждения пыли и разгрузки этим фильтров от главной массы пыли, их загрязняющей, совершенно достаточно оставить надлежащее место перед стойками фильтров, где крупная пыль могла бы осадиться (фиг. 3).

Начес фильтровальной бумагеи должен быть направлен в сторону воздухоприемника, чтобы ток фильтрующегося воздуха способствовал уплотнению начеса.

По мере осаждения пыли на поверхностях фильтра, его пропускная и очистная способность понижаются. Для ее восстановления следует снять фильтры и очистить их от пыли вне камеры путем их вы-



Фиг. 3.

вертывания на изнанку и вытряхивания. Запыленный фильтр вызывает большое сопротивление при просасывании через него воздуха; измеряя разность давлений перед и за фильтрами, можем легко определить тот момент, когда очистка фильтров становится необходимой.

Русская плотная небеленая бумазая, как материал для фильтров, дает удовлетворительные результаты. Поверхность таких фильтров должна определяться из расчета 1 м² фильтрующей поверхности на 100 м³ протекающего воздуха.

На рисунке (фиг. 3) изображена фильтрационная камера с бумазейными фильтрами. Каждый фильтр представляет собою клиновидный мешок, широкая часть которого зажата между двумя плотно пригнанными деревянными рамками. Узкая часть клиновидного мешка притягивается шнурами к задним стойкам камеры, а его рамка при этом плотно прижимается к передним стойкам. Рамки ставятся одна на другую таким образом, что мешки чередуются по положению их концевых ребер, которые имеют то горизонтальное, то вертикальное направление. Благодаря этому чередованию соседние мешки не могут при действии фильтра соприкасаться своими поверхностями, уменьшая тем свободное пространство для выхода профильтрованного воздуха.

При снятии фильтров отвязываются притягивающие их шнурки, причем рамки освобождаются и их вынимают и уносят вместе с мешками из камеры.

Для очистки фильтров мешки выворачивают и выколачивают, не снимая с рамок. Последнее требуется лишь при стирке мешков или их замене новыми.

Перед выносом каждой рамки с мешком из камеры, для устранения выхода накопившейся пыли при освобождении мешка, рамка предварительно закрывается крышкой, состоящей из легкой деревянной рамки с натянутой на нее бумазеей. Эта крышка снимается, как только рамка вынесена наружу, и она служит для закрытия следующей рамки.

При наличии пылесосной установки фильтры не снимают, а очищают на месте, вводя в мешки отсасывающий наконечник.

Сопротивление, вызываемое таким фильтром в первое время его действия или после тщательной его очистки пылесосом, может быть принято в 1 мм водяного столба и доходит до 3 мм к тому времени, когда потребуется его чистка.

При частых туманах бумазейные фильтры загрязняются влажными осадками, плотно пристающими к начесу и трудно поддающимися очистке. Этому загрязнению особенно способствует дым, увлекаемый вместе с туманом в вентиляционную камеру, где он вместе с пылью и влагой настолько плотно внедряется в ткань фильтра, как бы осмоляя ее и слипая начес, что механическая очистка такого загрязненного филь-

тра делается невозможной. В таких местностях, где туманы и обильный дым представляют собой явления обычные, не следует применять бумажейных фильтров, а нужно прибегать к иным способам очистки воздуха от пыли, основанным на осаждении пыли на обмываемых им поверхностях и на прилипанию пыли к смоченным поверхностям.

Заставляя воздух обтекать большие поверхности при постоянных изменениях в направлении его движения, можно в значительной степени освободить воздух от пыли, которая в этом случае оседает на обмываемых им поверхностях. Фильтрация воздуха через слой ваты представляет собой в сущности тот же процесс обтекания воздуха по сложным и извилистым путям с постоянным изменением направления. Следовательно, и фильтрация воздуха при ближайшем знакомстве с ней и только-что упомянутый способ обеспыливания воздуха сводятся к одному и тому же явлению: осаждению пыли на обмываемых воздухом поверхностях, при котором меняется лишь материал пылеосаждающих поверхностей.

Таким материалом может быть и металл. Заставляя воздух протекать через слой металлических предметов с очень развитыми поверхностями, образующими сложные и постоянно изменяющиеся пути движения воздуха, можно осадить в таком слое не меньше пыли, чем на бумажейном фильтре, допуская при этом гораздо большие скорости пропуска воздуха, чем при последних. Но еще совершеннее достигается осаждение пыли в тех металлических фильтрах, в которых поверхности металла покрыты маслом; к таким поверхностям прилипает пыль и обеспыливание воздуха достигается даже при небольшом фильтрующем слое.

Применяемые в настоящее время металлические фильтры с масляной смазкой состоят из железных рамок $0,5 \times 0,5 \times 0,08$ метра. В рамках прикреплены с обеих сторон решетчатые стенки и все внутреннее пространство образовавшейся коробки заполняется кольцами, сделанными из обрезков тонкостенных (0,3 мм) труб, диаметром около 13 мм ($1/2$ дюйма). Вследствие самого разнообразного расположения колец между собой, в их промежутках получаются сложные пути для протекания воздуха, где он встречает многие повороты, удары, изменения скорости и т. д.

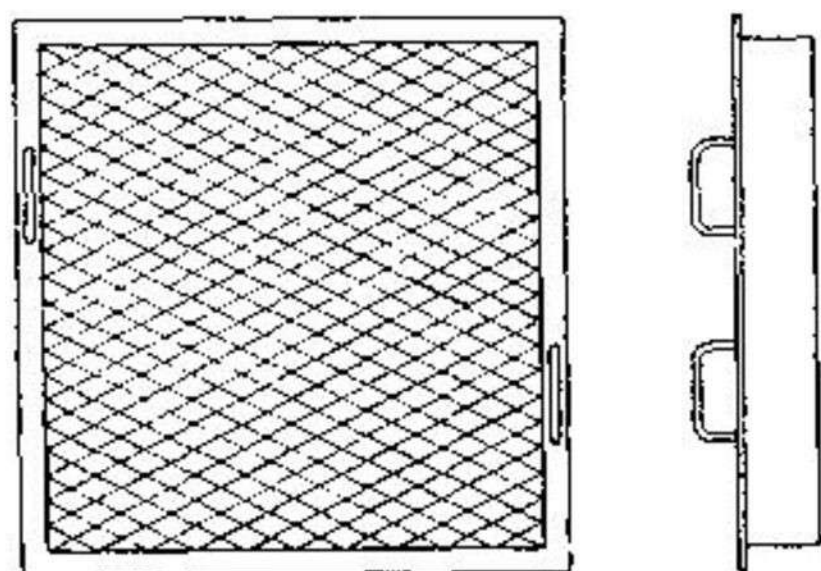
Перед вставкой в общую фильтровальную раму, каждую коробчатую ячейку опускают в висциновое масло, которое, после стекания излишков, облекает тонким слоем все стенки колец.

Висциновое масло, как его назвала фирма, представляет собой обыкновенное минеральное смазочное масло определенной вязкости.

Каждая ячейка пропускает в 1 час 1000 м^3 воздуха, создавая сопротивление до 10 мм вод. столба (фиг. 4).

Очистка воздуха пропусканием через такой фильтр весьма совершенна, в нем остается лишь около 0,2 мг пыли в $1,0 \text{ м}^3$ воздуха.

Ячейки фильтра требуют систематической очистки, для чего необходимо иметь запасную ячейку, которую вставляют взамен запыленной,



Фиг. 4.

а последнюю, прополоскав в горячем содовом растворе, просушивают, опускают снова в масло, дают стечь лишнему и вставляют в очередное место взамен следующей загрязненной ячейки. Ячейка служит после смены около недели, после чего ее нужно очищать по вышеуказанному способу.

Есть и другие виды металлических фильтров, отличающиеся между собой, главным образом, формой тех предметов, которые заполняют отдельные фильтровальные ячейки.

Металлические фильтры, хотя и вызывают значительно большие сопротивления, чем фильтры матерчатые, но имеют перед ними большие преимущества по отношению к их прочности, постоянству действия и солидности конструкции.

Масло висциновых фильтров, при надлежащем его выборе, не отражается на качестве фильтруемого воздуха, почему применение масляной смазки вполне допустимо для достижения вполне совершенного обеспыливания воздуха в вентиляционных системах.

Кроме металлического заполнения фильтровальных рам, применяют иногда засыпки горизонтальных металлических фильтровальных сеток слоем мелкого промытого кокса, гравия, морских раковин и т. д.

Такие фильтры неудобны для сухого фильтрования воздуха так как их очистка представляет собой весьма сложную операцию, но они могут дать весьма хорошие результаты при одновременной промывке воздуха, для чего служат орошающие наконечники, непрерывно обрызгивающие всю фильтрующую поверхность водой. В последнем случае данные фильтры могут быть установлены лишь после предварительного нагревания наружного воздуха.

2. Нагревание воздуха.

Наружный воздух, перед его вводом в вентилируемые помещения, в большинстве случаев подогревается. Нагревание наружного воздуха устраняет влияние его температуры на величину обмена.

При пользовании вентиляцией с неподогретым воздухом, с которой познакомимся позднее, обмен воздуха в помещениях имеет своим главным назначением устранять повышение комнатной температуры под влиянием животной теплоты или других тепловых источников,

помимо приборов отопления. Достигая лишь этой цели, мы должны отрешиться от тех норм обмена, которые основаны на санитарных требованиях по отношению к чистоте комнатного воздуха.

В многолюдных собраниях временного характера поддержание температуры помещений в пределах удовлетворения самочувствию составляет основное назначение вентиляции. Мы уже знаем, что те объемы вводимого наружного воздуха, которые способны поглощать животную теплоту, во многих случаях бывают достаточны и для поддержания чистоты воздуха в пределах тех пониженных санитарных норм, которые, из экономических соображений, допускаются в подобных помещениях.

Во всех случаях, когда основным назначением вентиляции является удовлетворение санитарных норм и когда животная теплота составляет неопределенный и относительно слабый источник тепловыделения, подогрев наружного воздуха перед его вводом в вентилируемые помещения является необходимым.

Температура вводимого воздуха в большинстве случаев принимается равной температуре вентилируемых помещений. При таких условиях обмен воздуха не влияет на комнатную температуру.

Если при устройстве центральной вентиляции имеется возможность менять в известных пределах температуру вводимого воздуха в отдельных помещениях, то и само устройство приобретает гибкость и приспособляемость к местным условиям, которые позволяют, поддерживая обмен воздуха в желаемых пределах, поддерживать одновременно и желаемую комнатную температуру.

Во всяком случае при назначении температуры вентиляционного воздуха высший ее предел должен быть одинаков со средней температурной нормой вентилируемых помещений. Отступление от этой нормы в помещениях со случайными источниками тепла всегда делается в сторону понижения температуры вводимого воздуха путем примешивания воздуха или совсем не подогретого или подогретого до более умеренной температуры. Если в каком-либо из вентилируемых помещений комнатная температура поддерживается более высокая, чем в остальных, то вентиляционный воздух в общей своей массе подогревается до той нормы, которая соответствует комнатной температуре большинства вентилируемых помещений, а в более теплых помещениях или повышается температура вводимого воздуха, пропуская его через добавочные нагревательные приборы, или увеличивается поверхность приборов отопления с учетом доставления и того количества тепла, которое требуется для догрева вентиляционного воздуха от его температуры до температуры данного помещения.

Нагревая вентиляционный воздух в общей его массе или в отдельных помещениях до температуры более высокой, чем комнатная, можно этим воздухом пользоваться одновременно и для отопления помещений. На этом основана система так называемого воздушного отопления.

Нагревание наружного воздуха производится приборами, питающимися или от котлов системы отопления, обслуживающих вентилируемое здание, или от специальных котлов, предназначенных исключительно для вентиляционных целей. В последнем случае вентиляционная система приобретает полную независимость от системы отопления, что представляет многие преимущества, особенно, если вентиляция действует периодически, и если расход тепла на вентиляцию составляет крупную статью в общем тепловом бюджете данного здания.

При общих котлах для отопления и вентиляции ведение топки, поддержание определенной температуры воды в водогрейных котлах или определенного давления в паровых сообразуются с теми требованиями, которые являются более важными для пользующихся этими системами. Если сравнивать между собой влияние недостаточной комнатной температуры или недостаточного обмена воздуха на самочувствие, то всегда общее предпочтение отдается в пользу удовлетворения температурных норм, а не вентиляционных. На этом основании, когда, вследствие острого топливного кризиса, приходится довести расход топлива до минимума, без всяких колебаний в выборе ограничивают, а иногда и совсем прекращают, искусственную вентиляцию, оставляя в действии одну систему отопления.

Удовлетворяя при топке общих котлов требованиям, вызываемым системой отопления, мы принуждены во многих случаях нарушать благоприятные условия правильного действия вентиляционной системы. Кроме того, у обеих систем не одни и те же температурные минимумы принимаются в условия расчета: система отопления должна обеспечивать поддержание установленной нормы комнатной температуры при всех внешних условиях, тогда как система вентиляции может и не следовать этому требованию, понижая несколько вентиляционные нормы при исключительно низких внешних температурах.

В большинстве случаев низшей внешней температурой, при которой должна достигаться полная норма обмена воздуха в вентилируемых помещениях, принимается средняя температура наиболее холодного месяца в году — января. Температура эта для Москвы равна $-10, -11^{\circ}$ С, тогда как низший предел внешней температуры для системы отопления, как нам известно, принимается -30° С.

Вот это говорит в пользу полной независимости вентиляционной системы. Но там, где она незначительна по сравнению количества расходуемого тепла в ней и в системе отопления; там, где этот расход составляет не более 30% от расхода на отопление и где система вентиляции должна обладать тем же постоянством действия, что и система отопления, выделение системы вентиляции может вызвать экономически неоправдываемое усложнение в уходе за котлами и другими частями независимой вентиляционной системы.

Сравнивая между собой условия нагревания наружного воздуха в вентиляционных камерах с нагреванием комнатного приборами отопления, мы заметим разницу, заключающуюся в следующем:

1) Наружный воздух нагревается в камере при своем движении в определенном направлении и с определенной скоростью. Комнатный воздух находится в состоянии относительного покоя и лишь циркулирует в помещении под влиянием разности температур, вызываемой нагревательными приборами.

2) Наружный воздух почти не содержит той легко возгоняемой органической пыли, которая свойственна комнатному воздуху и вызывает его порчу под влиянием высокой температуры нагревательных поверхностей.

3) Нам неизвестно, производит ли нагрев воздуха теми или другими приборами какие-либо изменения в свойствах воздуха по отношению к его влиянию на человеческий организм, но если такое влияние есть, то оно в значительно большей степени должно сказываться на комнатном воздухе, многократно приходящем в соприкосновение с нагревательным прибором, чем на вентиляционном, быстро и однократно обмывающем нагревательную поверхность.

На основании сказанного мы приходим к заключению, что нагревание наружного воздуха имеет меньшее санитарное значение, чем нагревание комнатного.

При нагревании наружного воздуха в большинстве случаев лишь часть всей массы воздуха непосредственно обмывает поверхности нагревательных приборов, остальная часть минует эти приборы и, смешиваясь с нагретым воздухом, согревается.

Хотя то же явление наблюдается и при нагревании комнатного воздуха, но при его циркуляции значительно большая масса воздуха приходит в соприкосновение с нагревательными поверхностями.

Большая скорость движения у нагревательных поверхностей имеет преимущества перед медленным его движением, так как 1) сокращается время воздействия прибора, 2) увеличивается коэффициент теплоотдачи нагревательной поверхности, 3) сдувается с нагревательных поверхностей пыль, на которую нагревание производит большее воздействие, чем непосредственно на протекающий воздух.

С увеличением скорости движения воздуха у нагревательной поверхности представляется возможным, заметно не ухудшая его свойств, повысить температуру нагревательных приборов и тем уменьшить их поверхность при той же теплоотдаче.

Для нагревания наружного воздуха могут служить все те нагревательные приборы, которые были нами рассмотрены как приборы центральных систем, но практика установила между ними определенный выбор в соответствии с местными условиями, которым они должны удовлетворять.

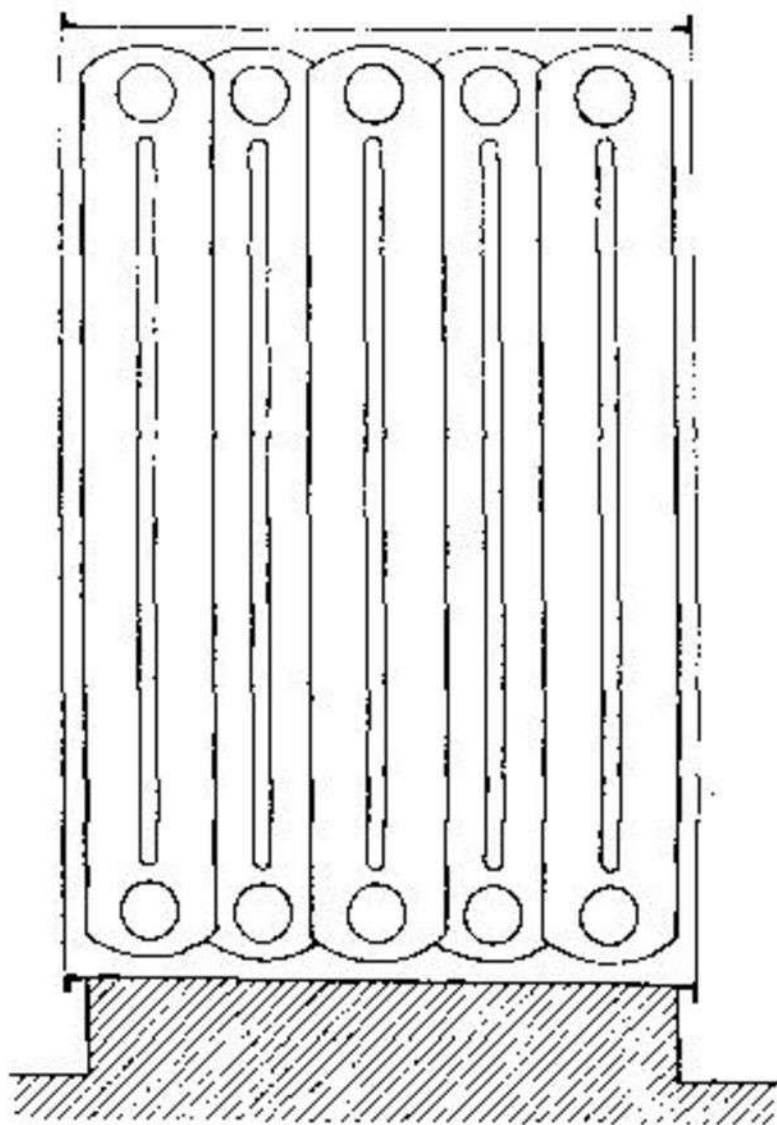
При значительных скоростях движения воздуха у нагревательных поверхностей, а следовательно, и при повышенной теплоотдаче чугунные ребристые приборы неприменимы. При энергичном охлаждении поверхности ребер, их тело неспособно путем теплопроводности пополнять то количество тепла, которое теряется ребром. В результате устанавливается пониженная температура ребра по сравнению с телом прибора, вследствие чего ребра иногда лопаются.

Во всяком случае, от ребристой поверхности нельзя получить того повышенного коэффициента теплоотдачи, который достигим при гладких приборах.

На этом основании чугунные ребристые приборы, главным образом, ребристые трубы, применяются как камерные нагреватели лишь при малых скоростях движения воздуха, обмывающего их поверхность, что всего обычнее при системах, основанных на движении воздуха без механического побуждения.

Из гладких приборов чаще всего применяются, как камерные нагреватели, — радиаторы и гладкие трубы.

Для достижения наиболее совершенного обмывания радиаторной поверхности вентиляционным воздухом при определенной скорости последнего, радиаторные группы устанавливают таким образом, чтобы весь вентиляционный воздух, в своем движении к вентилируемым помещениям, проходил через установленные на пути его группы радиаторов, не имея каких-либо обходных путей. С этой целью, при



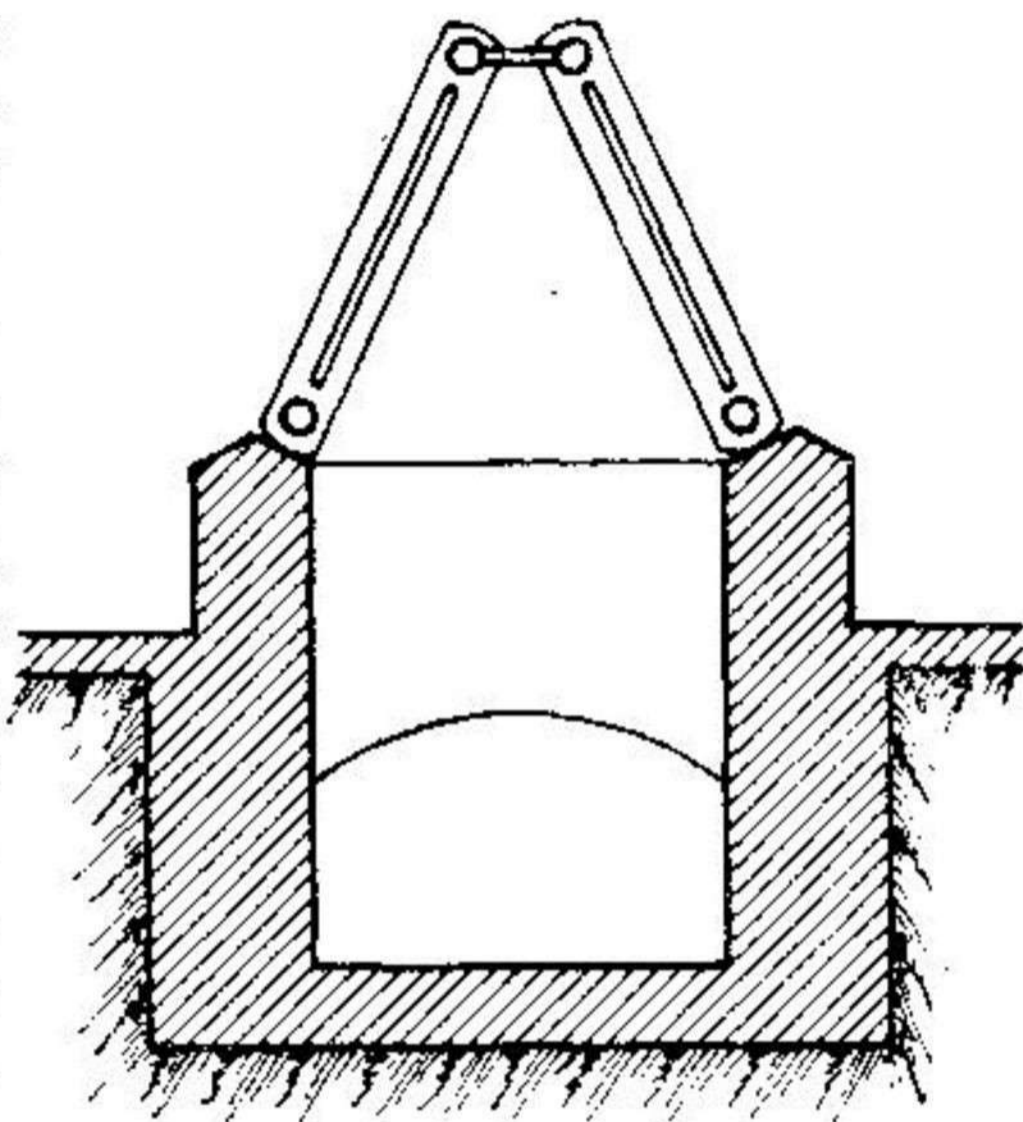
Фиг. 5.

горизонтальном направлении движения воздуха, группы радиаторов устанавливают поперек основного тока воздуха, ограждая группы с боков и сверху для устранения обходного движения (фиг. 5). При необходимости развить надлежащую скорость, при значительной нагревательной поверхности, группы радиаторов устанавливают одна за другой, придавая секциям шахматное расположение, более способствующее полному обмыванию всей радиаторной поверхности. С увеличением скорости движения воздуха между секциями сильно повышается коэффициент теплоотдачи радиаторов, но одновременно повышается и сопротивление движению воздуха через радиаторные группы.

При восходящем токе вентиляционного воздуха радиаторным группам иногда придают наклон, при котором их верхние части сближаются в виде двускатной крыши. Боковые скаты такой крыши соответствующие ее фронтонам, заграждают треугольными щитами, заставляя воздух

пройти с определенной скоростью через просветы радиаторных групп (фиг. 6). При таком расположении радиаторов и при разных скоростях движения воздуха в вертикальном канале до 3 м в секунду были определены Ритчелом коэффициенты их теплоотдачи и величины сопротивлений. Таблицы (3 и 3') и (4) дают эти величины.

В тех опытах, которые были произведены в Берлинской опытной станции, соотношение между скоростями движения воздуха в канале и в промежутках между секциями радиаторов было 0,6:1. Следовательно, если мы желаем отнести величины, приведенные в таблицах 3,3' и 4 к скоростям в просветах между секциями радиаторов, то мы должны принятые нами скорости помножить на 0,6 и полученную величину искать в таблицах для определения коэффициента теплоотдачи калорифера и для определения сопротивления при протекании воздуха между секциями.



Фиг. 6.

Пример. Для нагревания наружного воздуха от -10° до $+20^{\circ}$ в вентиляционной камере приняты кровлеобразно установленные радиаторы с водяным нагреванием, причем скорость в просветах между секциями радиаторов принята равной 4,5 м/с.

Определить величины коэффициента теплоотдачи радиаторов и сопротивления при проходе воздуха через нагреватель.

Для пользования таблицей 3 определим условную величину скорости в канале:

$$v = 0,6 \times 4,5 = 2,70 \text{ м/с.}$$

В таблице 3 мы не находим такой скорости, ближайшая большая величина равна 2,75, ближайшая меньшая — 2,50. Каждой из этих величин соответствуют 3 величины коэффициента теплоотдачи в зависимости от скорости движения воды в секциях радиаторных групп. В случае применения водяной системы с естественной циркуляцией воды следует применять величины первого столбца, соответствующие скорости 0,002 м/с, при искусственной циркуляции применяются величины второго столбца. Величины третьего столбца указывают лишь ту скорость движения воды в секциях, при которой теплоотдача при воде делается одинаковой с теплоотдачей паровых приборов. Таких скоростей в секциях практически никогда не бывает.

Принимая в нашем случае естественную циркуляцию воды, при которой скорости в 2,5 м/с соответствует величина $k = 23,2$, а скорости 2,75 — 24,1, мы получаем на 0,25 м/с разности скоростей $24,1 - 23,2 = 0,9$ как разницы в коэффициентах теплоотдачи, что даст на каждую 0,05 м/с — $0,9 : 5 = 0,18$.

Следовательно, для $v = 2,7$ следует принять:

$$k = 24,1 - 0,18 \times 1 = 23,92.$$

Средняя температура воздуха в радиаторах $\frac{20 - (-10)}{2} = +5^{\circ}$, чему соответствует поправка 0,99 (средняя между 1 и 0,98), следовательно, величина $k = 0,99 \times 23,92 = 23,68$.

Потерю напора, при $v = 2,7$ определяем по предыдущему и получаем

$$h = 0,720 \times 0,97 = 0,698.$$

Кровлеобразное расположение радиаторных групп далеко не во всех случаях создает надлежащие условия нагревания наружного воздуха, так как один ряд радиаторов не всегда достаточен для достижения полного соответствия между потребным тепловыделением прибора, величиной поверхности, принятой скоростью и необходимым объемом воздуха.

Гораздо легче согласовать все эти условия при расположении радиаторных групп последовательными рядами при шахматном чередовании секций. Благодаря более совершенному перемешиванию воздуха при его прохождении между шахматнообразно расположенными секциями, чем при одном ряде секций, можно принять более повышенную условную скорость при определении величины коэффициента теплоотдачи, задаваясь определенной скоростью между секциями радиаторов. При двух рядах радиаторов, расположенных шахматнообразно, следует принять условную скорость равную 0,65 от принятой в промежутках между секциями. При трех рядах и более величина множителя увеличивается до 0,7.

Те же величины множителей следует принимать для определения напоров, поглощаемых каждым рядом радиаторов в случае пользования таблицей 4.

Пример. Требуется нагреть 6000 м^3 воздуха от 20° до 50° с помощью радиаторных групп, нагреваемых паром низкого давления. Определить требуемый калорифер.

Средняя температура воздуха в калорифере $\frac{20 + 50}{2} = 35^\circ$. Температура пара в радиаторах 100° . Средняя разность температур между нагревающей средой и воздухом $100^\circ - 35^\circ = 65^\circ$. Расход тепла на нагревание воздуха на $50 - 20 = 30^\circ$ определяется по таблице 16, где мы находим величину 8553 калорий на нагревание 1000 м^3 воздуха при температуре 20° , при разности температур до и после нагревания в 30° . Все количество тепла, расходуемое на нагревание 6000 м^3 воздуха, будет равно $6 \times 8553 = 51\,318 \text{ кал}$.

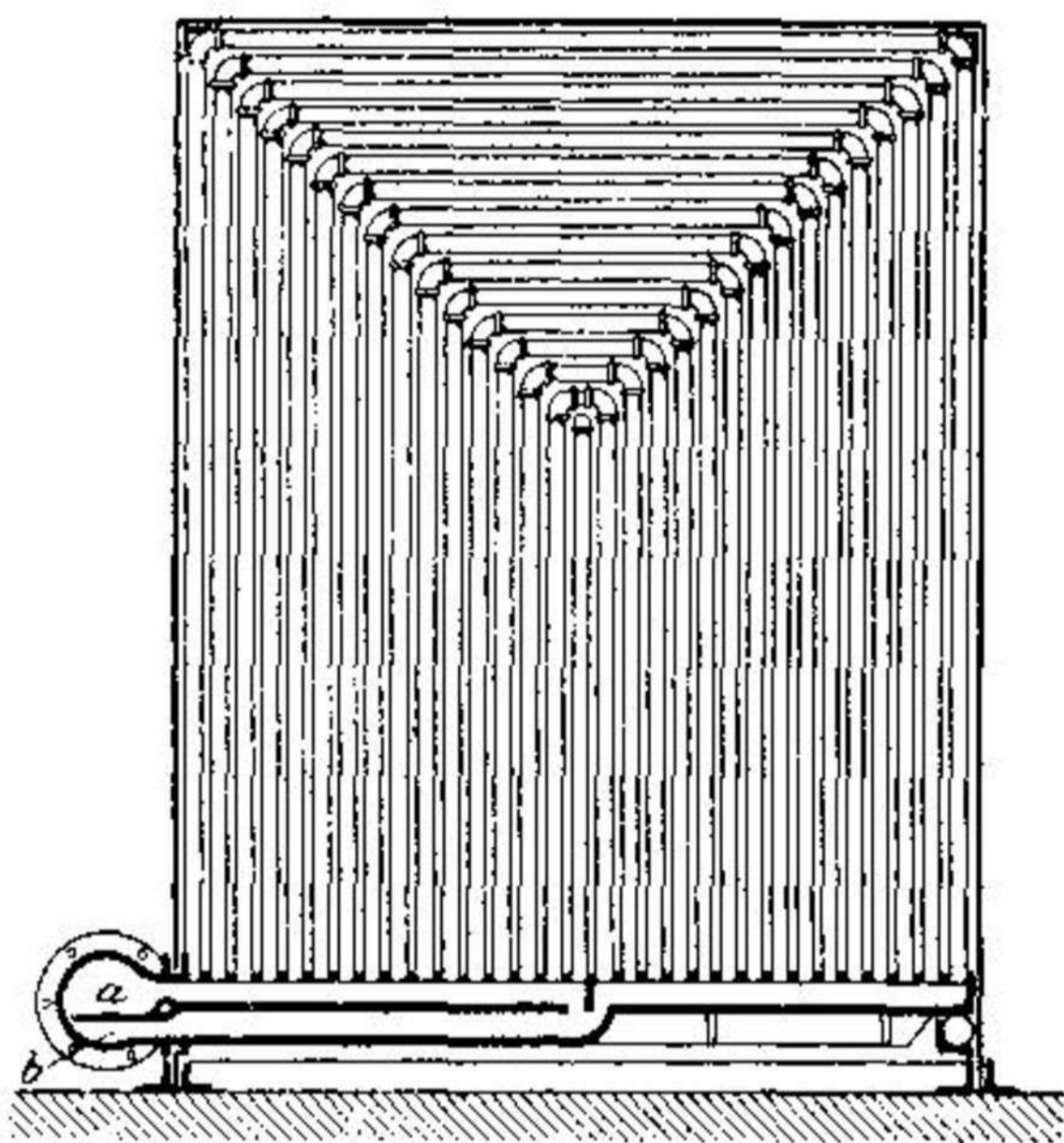
Задаваясь 4-мя рядами радиаторов при средней скорости между секциями в 4 м/с , получаем величину условной скорости $4 \times 0,7 = 2,8$, чему соответствует по таблице 3¹ величина коэффициента теплоотдачи $35,5 + 0,4 \times 1 = 35,9$. Умножая эту величину на поправочный множитель 0,93, соответствующий средней температуре 35° , получим величину коэффициента теплоотдачи радиаторной поверхности $35,9 \times 0,93 = 33,4$; один квадратный метр радиаторной поверхности отдает в воздух $33,4 \times 65 = 2171 \text{ кал}$. Требуемая поверхность радиаторных групп $51\,318 : 2171 = 23,6$. Принимаем радиаторы высотой без ножек в 1185 мм с промежутками между секциями в 30 мм , а поверхность нагрева $0,49 \text{ м}^2$. Требуемое число секций $23,6 : 0,49 = 48,2$. Каждый промежуток между секциями может быть принят равным $1,185 \times 0,03 = 0,035 \text{ м}^2$. При средней температуре воздуха в 35° его объем может быть определен по таблице (15); $6000 \times 1,051 = 6306 \text{ м}^3$ в 1 час или в 1 сек. $6306 : 3600 = 1,75 \text{ м}^3/\text{с}$. При средней скорости движения воздуха в промежутках в 4 м/с требуется площадь промежутков $1,75 : 4,0 = 0,437 \text{ м}^2$. Для удовлетворения этому условию нужно иметь в одном ряду $0,437 : 0,035 = 12,5$ секций.

Принимаем последовательные ряды по 13 и 12 секций в ряду, что даст в общем 50 м^2 вместо требуемых 48,2. Некоторый запас поверхности не вызывает каких-либо заметных отступлений от установленных условий.

Что касается напора, необходимого для преодоления сопротивления при проходе воздуха через 4 ряда радиаторов при условной скорости в 2,8 м/с, то, пользуясь таблицей 4 находим для одного ряда $0,743 + 0,025 = 0,768$, а для 4-х — $0,768 \times 4 = 3,072$. При температуре воздуха поправочный множитель равен 0,8, что дает напор $3,072 \times 0,8 = 2,46$ мм вод. столба.

Широкое применение гладких труб, как нагревательных поверхностей, получило начало в Америке, где появилась система трубчатых нагревателей, предложенная Стюртевантом и состоящая из вертикально заделанных в стальную раму П-образных труб с внешним диаметром в 33 мм, между которыми оставлены промежутки в 5 мм (фиг. 7).

Каждая рама снабжена двумя рядами труб, расположенных в шахматном порядке. Из таких трубчатых нагревателей, устанавливая необходимое количество рам для достижения требуемой поверхности нагрева, получают калориферы системы Стюртеванта. Калориферы заключены в кожухи из листового железа, непосредственно соединенные с центробежными вентиляторами, создающими необходимую скорость движения воздуха и напор для преодоления сопротивлений в пути движения воздуха.



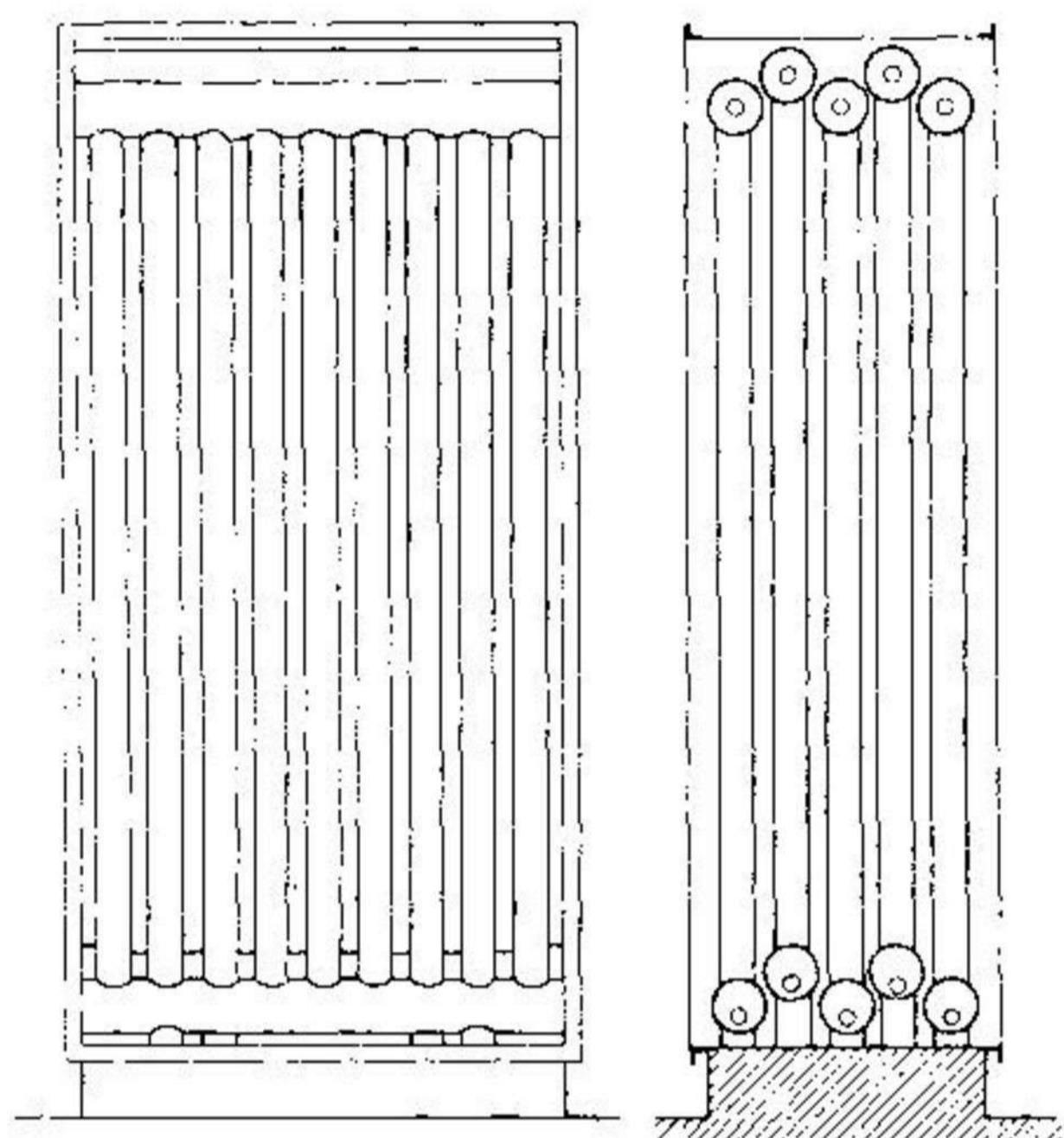
Фиг. 7.

Благодаря очень повышенному коэффициенту теплоотдачи калориферов Стюртеванта и их компактности, они нашли себе широкое применение для вентиляции и для воздушного отопления.

Исследования теплоотдачи трубчатых приборов Стюртеванта и сопротивлений в них, произведенные проф. Ритчелем, приведены в таблицах (5) и (6). По методу Стюртеванта — обмывания трубчатых поверхностей с внешней стороны током воздуха больших скоростей — появилось много систем трубчатых калориферов, не имеющих каких-либо преимуществ перед основной системой. Все эти калориферы нагреваются паром, причем в некоторых случаях используется мятый пар из паровой машины или паровой турбины, приводящей в движение вентилятор при калорифере.

Трубчатые нагревательные приборы Стюртеванта и другие, ему подобные, требуют для вставки труб стальных коробок, сложной отливки. В русской практике, где изготовление таких коробок представлялось крайне затруднительным, стали применяться трубчатые рамы, сваренные из газовых труб автогенным способом. Вследствие невозможности

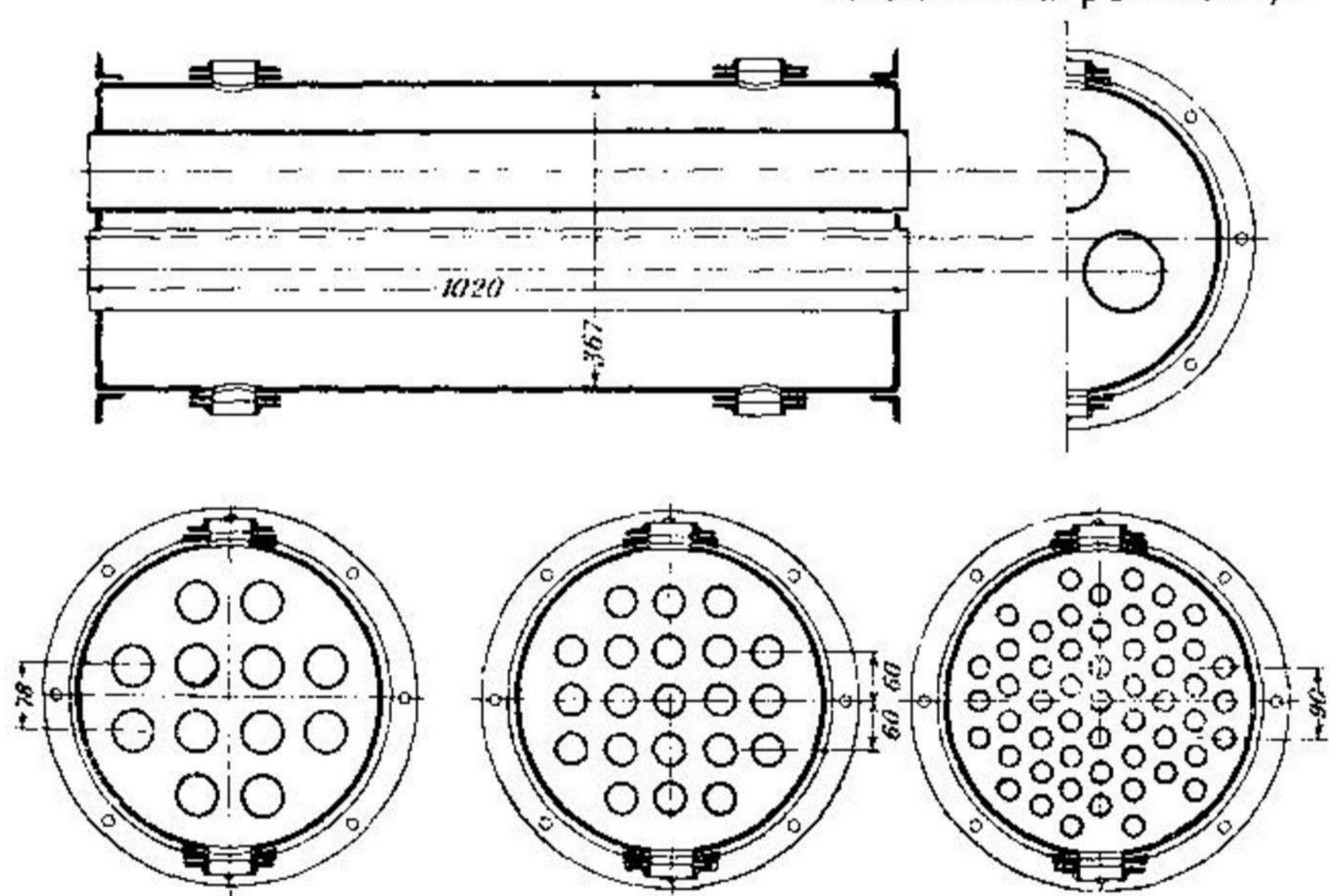
сварить в общую сборную трубу, трубы слишком близко расположенные друг к другу, было принято расстояние между ними в 25 — 30 мм, вместо 5 мм, как это обычно в американских калориферах (фиг. 8).



Фиг. 8.

При составлении камерного нагревательного прибора из трубчатых рам располагают ряды труб в шахматном порядке. Трубы в калориферных рамах принимаются обычно газовые в 38 мм. Хотя с такими нагревателями не было произведено научно обставленных опытов, нет оснований принимать для них иные величины теплоотдачи и сопротивления, чем было получено при исследовании калориферов Стюртеванта (табл. 5 и 6).

Кроме трубчатых нагревателей, использующих внешнюю поверхность труб, имеются нагреватели, в кото-



Фиг. 9.

рых воздух просасывается вентилятором через внутренние просветы труб, а их внешняя поверхность нагревается паром. Для достижения этого нагревания трубы ввальцовываются в днища цилиндра, в который пускается пар с отводом конденсата в нижней части цилиндра (фиг. 9).

Такой нагреватель, называемый иногда „митральезой“, тоже весьма компактен и легко присоединяется к вентилятору. Сравнивая его с калорифером Стюртеванта, мы должны отдать предпочтение последнему по следующим причинам:

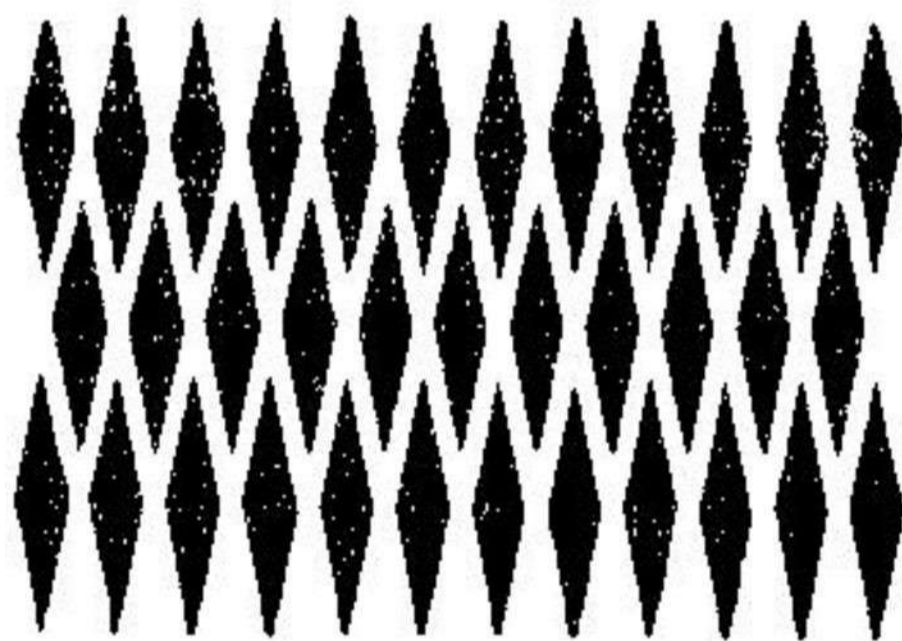
1) теплоотдача поверхности при тех же скоростях значительно больше при системе Стюртеванта, 2) сопротивление движению воздуха через калорифер Стюртеванта относительно меньше, чем при митральезе, 3) комбинации калориферов достигаются достаточно просто при системе Стюртеванта и невозможны при митральезах.

Сравнительно низкий коэффициент теплоотдачи в митральезах объясняется тем, что воздух движется в трубах параллельными струями, причем струи, соответствующие осевым частям труб, мало нагреваются.

Применение приспособлений для перемешивания воздуха в трубах, придавая воздуху вихревые или вращательные движения, значительно увеличивает теплоотдачу, повышая сопротивления.

Таблицы (7) и (8) дают величины теплоотдачи и сопротивлений в митральезах, полученные Ритчелем при их исследовании.

Кроме обыкновенных радиаторов, в качестве нагревателей для воздуха применяются специальные чугунные приборы, предназначенные для нагревания воздуха, двигающегося с более или менее значительной скоростью. Так, в последние годы стали находить себе применение в Германии ромбовидные радиаторы (фиг. 10). При их установке в шахматном порядке получаются между ними сквозные, пересекающиеся под острым углом, просветы, по которым протекает воздух. Наглядность всей нагревательной поверхности вследствие удачной формы радиаторов представляет их преимущество перед обыкновенными радиаторами.



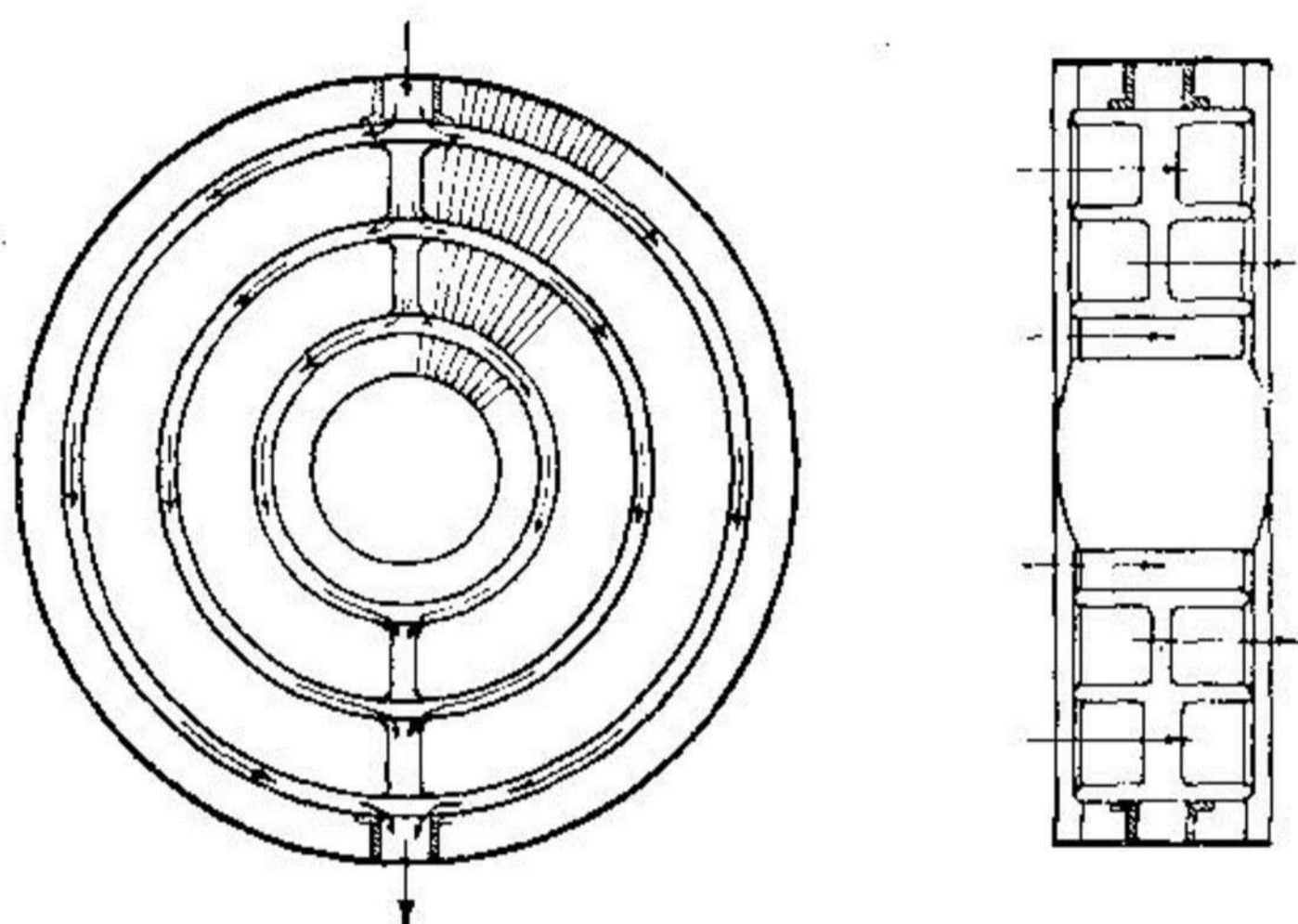
Фиг. 10.

Значительно раньше появления ромбовидных радиаторов в Америке нашли себе применение плоские радиаторы с ромбовидными полями выступами. При сборке групп из таких радиаторов выступы одной секции приходятся против выступов другой, причем между выступами остаются сквозные просветы для движения воздуха. Они менее наглядны, чем ромбовидные радиаторы, почему последним следует отдать предпочтение.

Ребристые приборы, как таковые, не применяются в качестве нагревателей при больших скоростях движения нагреваемого воздуха. Но некоторое подобие ребристых приборов мы видим в пластинчатых нагревателях проф. Юнкерса. Они состоят из рядов плоских и узких медных труб, по которым движется пар или вода; трубы расположены на 50 мм одна от другой параллельно или концентрично одна

к другой. Между трубами вставлены зигзагообразно изогнутые медные пластинки одинаковой ширины с трубами. Выступающие части этих зигзагов плотно прижимаются к стенкам труб, после чего весь прибор опускается в расплавленное олово, покрывающее тонким слоем все его нагревательные поверхности. Одновременно пластинки припаиваются к стенкам труб, образуя с ними металлическое соединение (фиг. 11).

Вследствие большой теплопроводности меди, пластинки энергично прогреваются путем теплопроводности, причем это прогревание происходит с обеих сторон от двух соседних труб. Воздух продувается



Фиг. 11.

через узкие просветы между пластинками (в большинстве случаев они равны 4 мм) и успевает нагреваться на этом пути. Просветы в калориферах Юнкерса составляют $\approx 72\%$ от общей площади сечения их ограничивающих кожухов. При ширине пластинок в 100 мм одному квадратному дециметру просветов для проходов воздуха между трубами соответствует поверхность нагрева в $0,5 \text{ м}^2$.

Сопротивления при проходе воздуха через калорифер Юнкерса при скорости в 6 мм в просветах между каналами составляют 3 мм водяного столба при ширине пластинок в 200 мм. При иных скоростях сопротивления пропорциональны квадратам скоростей. При иной ширине пластинок можно принимать, что из 3 мм сопротивления на трение воздуха о пластинки расходуются 2 мм, а 1 мм теряется вследствие сопротивления при входе воздуха в промежутки между пластинками и при его выходе из них. При ширине пластинок в 100 мм на основании сказанного, сопротивления при проходе воздуха со скоростью 6 мм выразятся величиной $1 \text{ мм} + 2 \cdot \frac{100}{200} = 2 \text{ мм}$, где $\frac{100}{200}$ есть отношение ширин пластинок в калорифере, сопротивления трения в котором неизвестны, к ширине известных по сопротивлению пластинок.

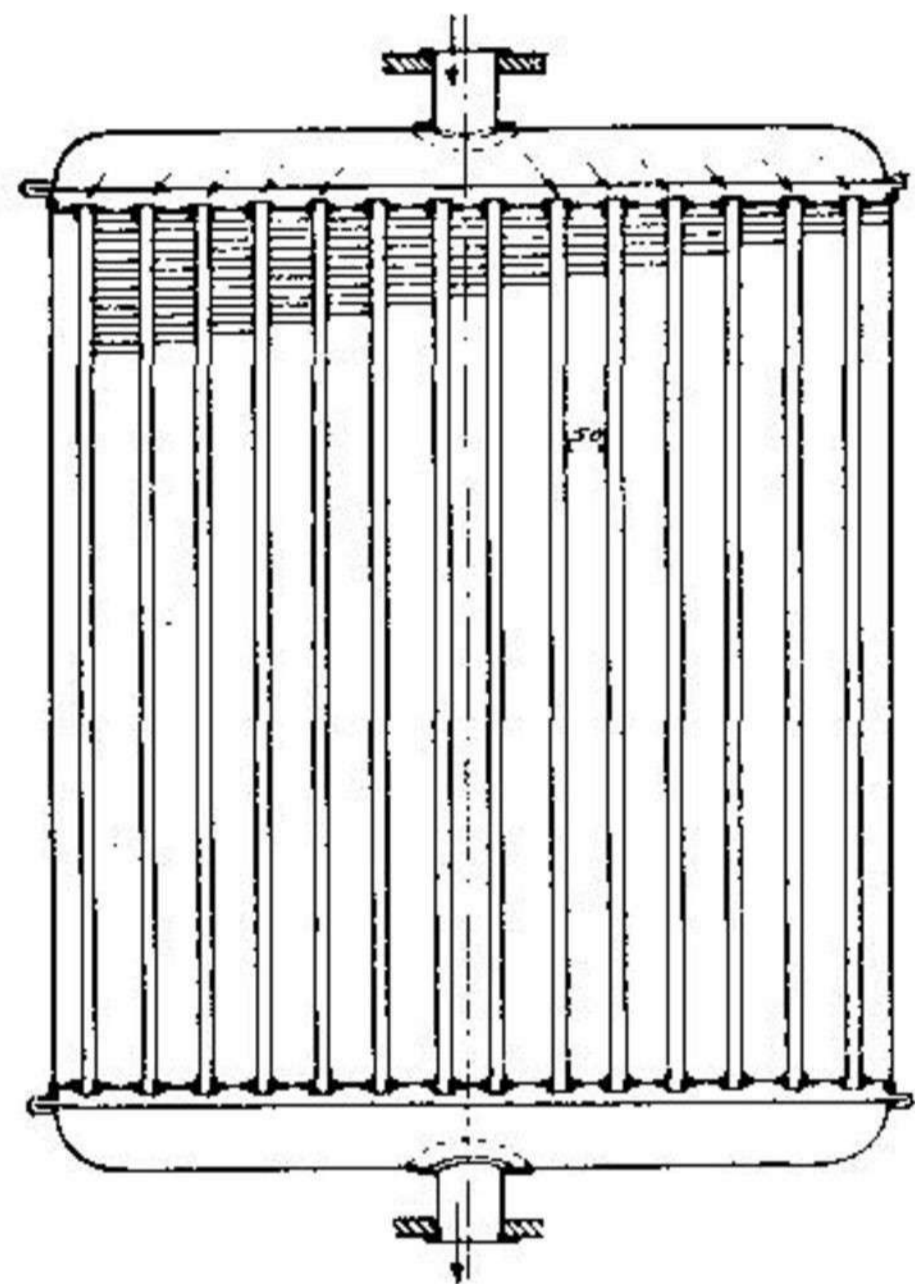
Если при этом скорость движения воздуха в просветах будет не 6 мм, а 8 мм, то сопротивление при прохождении воздуха через калорифер будет равно $\frac{2 \cdot 8^2}{6^2} = \frac{2 \cdot 64}{36} = 3,55$ мм.

Коэффициент теплоотдачи калориферов Юнкерса в их применении для вентиляционных целей равен 32 при $v=4$ мм и 42 — при $v=6$ мм. Сравнивая величины коэффициента теплоотдачи пластинок с теплоотдачей трубчатой поверхности, мы увидим, что, как и следует ожидать, пластинки начинают отставать в теплоотдаче от трубчатой поверхности с повышением скорости движения воздуха. Это объясняется тем, что в пластинках передача тепла от среды происходит вдоль теплопередающего металлического слоя, тогда как в трубах она происходит поперек слоя.

Во время войны, вследствие недостатка в меди, нашли применение в Германии железные пластинчатые калориферы, состоящие из железных труб с нагнанными на них железными пластинками; весь такой элемент покрывается цинком для достижения металлического соединения между трубами и пластинками (фиг. 12). Вследствие более умеренной теплопроводности железа по сравнению с медью, железные пластинки должны иметь меньший радиус теплоотдачи, что и видно по отношению площади сечения кожуха к площади проходов для воздуха. В медных калориферах это отношение равно 0,72, а при железных оно не превышает 0,28.

Во всех калориферах с большими скоростями движения нагреваемого воздуха нагревающей средой служит, главным образом, пар. Для регулирования теплоотдачи нагревательных приборов или выключают часть приборов, или уменьшают приток пара, или, давая обходный путь движению наружного воздуха и смешивая таким образом полученный нагретый воздух с холодным, получают желаемую температуру смеси.

При промывке воздуха он после прохода через промывную камеру догревается. Причина нагревания воздуха в два приема выяснится при описании увлажнения воздуха при его промывке. Догревание воздуха почти не требует регулирования теплоотдачи догревающих приборов, если объем вентиляционного воздуха остается постоянным. При умень-



Фиг. 12.

шении объема вентиляционного воздуха, при низких температурах, выходящих из пределов средней январской, уменьшается соответственно и теплоотдача догревательных приборов, между тем теплоотдача приборов первого нагрева воздуха, до его промывки, в то же время увеличивается. Из этого видно, что центральное регулирование вентиляционных нагревателей гораздо сложнее регулирования приборов отопления, причем оно не подчиняется тем же условиям, что требуются для приборов отопления. Это говорит еще раз за рациональность полного отделения системы отопления от системы вентиляции.

Низкая температура наружного воздуха вызывает в некоторых случаях замерзание воды в нагревательных приборах не только водяных, но и паровых. Первые могут замерзать в случае временного прекращения в них циркуляции воды, что вполне возможно при искусственном побуждении циркуляции воды в системе. В паровых приборах, при недостаточном притоке пара, не вся поверхность прогревается, вследствие чего конденсационная вода может намерзнуть на холодных стенках приборов, закупоривая отводные трубы и нарушая этим действие приборов. Это обстоятельство не говорит в пользу регулирования теплоотдачи паровых приборов уменьшением притока пара, и если иного регулирования применить нельзя, то следует вводить пар снизу нагревательных приборов, оставляя в них при уменьшении теплоотдачи смесь пара с воздухом.

3. Увлажнение воздуха и его промывка.

Для увлажнения вентиляционного воздуха, увлажнительные приборы устанавливаются там, где вентиляционный воздух достиг своей конечной температуры, при которой он поступает в помещения. Если же, кроме увлажнения воздуха, требуется его очистка путем промывки, то такое увлажнение следует производить при температуре более низкой, чем конечная, с последующим догреванием воздуха до конечной температуры. При промывке воздуха, вполне достигающей своей цели, т. е. удаляющей почти все пылевые частицы, растворяющей некоторые газообразные и парообразные примеси, озонирующей воздух и придающей ему то освежающее действие на организм, которое свойственно теплему летнему дождю, необходимо, чтобы все частицы воздуха вошли в непосредственное соприкосновение с водяными частицами. При таком соприкосновении воздух приобретает температуру воды в месте соприкосновения и вполне насыщается при этой температуре.

Недостаточное насыщение указывает на то, что часть воздуха не вступила в тесное соприкосновение с водой, а следовательно, и не отдала части своего запыления и загрязнения.

Так как вентиляционный воздух при своей конечной температуре должен быть увлажнен лишь до определенного предела, обычно не

превышающего 50% от насыщения, то и промывку воздуха нельзя производить при его конечной температуре. Промывка воздуха должна производиться при той температуре, при которой абсолютная влажность насыщенного воздуха дает то содержание водяных паров в воздухе, которое соответствует требуемой относительной влажности при конечной температуре вентиляционного воздуха.

Если конечная температура будет равна 20°, а относительная влажность должна достигать 50%, то, пользуясь таблицей (9), находим, что в 1000 кг насыщенного при 20° воздуха содержится 14,4 кг влаги, следовательно, при 50% насыщения содержание водяных паров в 1000 кг должно достигать 7,2 кг, чему соответствует температура насыщенного воздуха между 9° и 10°. Принимаем ее равной 9,5°.

В некоторых случаях при фабричной вентиляции, связанной с поддержанием большой влажности воздуха в помещениях и с необходимостью охлаждения их, вследствие наличия значительных источников тепла, связанных с производством, догревание воздуха переносится в самое вентилируемое помещение, куда вводится после промывки вполне насыщенный вентиляционный воздух.

Если в ткацком отделении текстильной фабрики требуется при 22° комнатной температуре поддерживать 70% насыщения, то, пользуясь таблицей (9), находим, что при 22° и при полном насыщении 1000 кг воздуха содержат 16,3 кг водяных паров, что дает при 70% насыщения $16,3 \times 0,7 = 11,41$ кг. Этому содержанию влаги соответствует температура насыщенного воздуха 16,2°. Следовательно, промывка воздуха должна производиться при температуре 16,2°, причем воздух догревается в вентилируемом помещении на $22 - 16,2 = 5,8^\circ$. 1000 кг вводимого воздуха способны поглотить $1000 \times 0,237 \times 5,8 = 1374,6$ калорий, где 0,237 — теплоемкость воздуха. Зная то количество тепла, которое должно быть поглощено в помещении, легко определить количество вводимого вентиляционного воздуха. Данный пример относится к тому случаю, когда норма обмена определяется одновременно и влажностью вентиляционного воздуха и количеством поглощаемого тепла.

Для достижения совершенной промывки воздуха следует придерживаться тех условий, которые обеспечивают полное удаление пыли из воздуха. Было доказано путем опыта, что механически увлеченные водой частицы пыли не могут переходить в воздух с ее поверхности.

Водяная поверхность способна поглощать из воздуха пылевые частицы в случае непосредственного с ней соприкосновения последних. Дождь, развивая огромную поверхность соприкосновения для пылевых частиц, в значительной степени очищает воздух от пыли, но все же эта очистка не идет до конца и часть пыли остается в воздухе и после дождя. Быстрое падение дождевых капель увлекает с собой воздух из верхних слоев атмосферы, который сам по себе свободен от пыли,

вследствие чего влияние дождя на уменьшение пыли в атмосферном воздухе лишь отчасти может быть объяснено поглощением пылевых частиц водяной поверхностью, тем более, что расстояние между отдельными дождевыми каплями так велико, что значительное количество пылевых частиц совершенно не соприкасается с водяной поверхностью и остается в воздухе.

Тесное соприкосновение возможно лишь в том случае, если вода обращена в мельчайшую пыль или если пылевые частицы увеличены осаждением на них влаги.

Последнее достигается легче первого. Если в ток воздуха ввести насыщенный водяной пар, то последний конденсируется на поверхностях пылевых частиц, образуя видимый туман, легко осаждаемый мелким дождем. Из этого видно, что для наиболее полной очистки воздуха от пылевых частиц путем промывки необходимо:

1) Осадить на поверхности пылевых частиц влагу путем примешивания к очищаемому воздуху насыщенного пара.

2) Промыть увлажненный таким образом воздух распыленной водой до полного удаления тумана из промываемого воздуха.

3) Уловить механически увлекаемую воздухом водяную пыль, в которой могут быть и пылевые частицы воздуха.

Водяной пар, примешиваемый к воздуху, должен быть совершенно чист, т. е. он должен быть получен путем кипячения совершенно чистой воды, не содержащей в себе каких-либо пахучих веществ, могущих придавать пару неприятный запах. На этом основании нельзя применять для очистки воздуха пар из фабричных котлов, питаемых водой из конденсаторов паровых машин, так как в такой воде обычно остается смазочное масло, придающее пару специфический запах.

Примешивание водяного пара к очищаемому воздуху можно производить одновременно с промывкой воздуха, заставив воздух протекать через трубу, все сечение которой заполняется мелко распыленной водой и паром, вводимыми с помощью форсунки, применяемой обычно для пульверизации нефти с помощью пара.

Так как в форсунке на 1 кг распыляемой жидкости расходуется от 0,5 до 1 кг пара, то, при распылении воды, скрытой теплоты пара будет достаточно для доведения температуры воды до 100° , причем значительное количество пара останется свободным, примешанным к воздуху.

Для образования тумана количество свободного пара должно превышать количество пара, могущего раствориться в воздухе.

При таком тесном соприкосновении между водой, паром и воздухом произойдет полное смачивание всех пылевых частиц и их присоединение к водным частицам.

Для осаждения последних, т. е. для осаждения тумана, который всегда образуется путем конденсации пара на поверхности пылевых

частиц, служит промывка туманного воздуха распыленной прохладной водой до полного просветления тумана, а следовательно, и до полного удаления пылевых частиц.

Водяная поверхность, осаждающая туман, должна быть достаточна для полноты осаждения, что требует определенного соотношения между объемом очищаемого воздуха и количеством осаждающей воды, а также степенью ее дробления. Пропуская воду через разбрызгивающие наконечники, можно получить ту или иную степень дробления в зависимости от давления, с которым вода поступает в наконечник. Для практически достаточного дробления следует поддерживать давление в наконечниках не меньше 2 атмосфер. Что касается количества воды, то в этом отношении еще не произведено научно обставленных исследований, но практически принимаемая норма, которой можно придерживаться в подобных установках, составляет 1 кг воды на 10 кг промываемого воздуха.

Что касается температуры промывной воды, то для устранения потери тепла на ее нагревание в промывной камере за счет теплоты воздуха следует принимать ее равной температуре воздуха перед его окончательным нагревом. Самое нагревание воздуха от начальной температуры до температуры промывки происходит или отчасти, или целиком за счет теплоты пара, поступающего в форсунку.

При начальной температуре, близкой к температуре промывки, количество пара, требуемое для нагревания воздуха, может нехватить на пульверизацию воды в форсунке. В этом случае можно ограничиться простым примешиванием пара к воздуху для доведения его температуры до температуры промывки.

В теплое время года часто воздух, поступающий в воздухоприемник вентиляционной установки, имеет более высокую температуру, чем температура промывки. В этом случае встречается надобность понизить ее до нормы. Это понижение легко достигается самой промывкой, за счет поглощаемого тепла на нагревание промывной воды или на ее испарение, если промываемый воздух, достигая температуры промывки, не насыщен при этой температуре.

При высоком проценте влажности воздуха в вентилируемом помещении, как это требуется в текстильных фабриках, понижение температуры промываемого воздуха за счет испарения промывной воды весьма часто применяется в практике. В этом случае температура промывной воды принимается не выше температуры промывки. Давление воды при ее поступлении в распылители должно быть тем выше, чем больше процентное отношение испаряемой воды к распыляемой для доведения промываемого воздуха до насыщения.

Практически применявшаяся мною норма давала равенство между процентом испарения промывной воды и ее давлением в атмосферах по манометру. Следовательно, если требуется при температуре промывки для доведения воздуха до насыщения испарить 100 кг воды

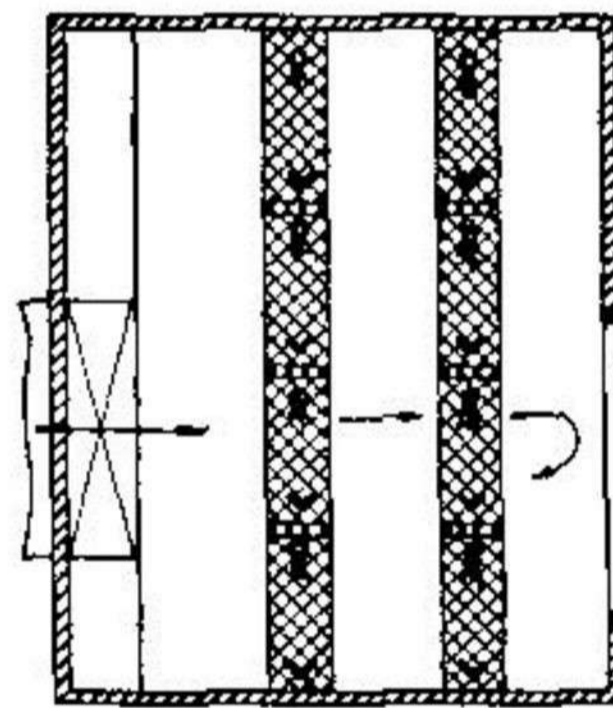
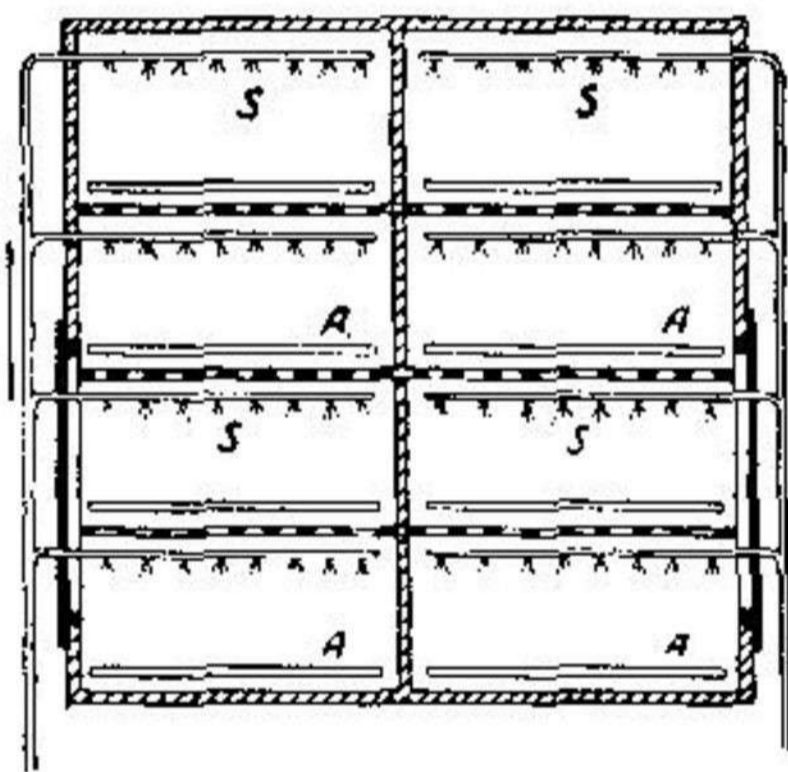
в 1 час и если количество распыляемой воды составляет 3000 кг, то давление воды в распыляющих наконечниках должно достигать

$$\frac{100 \times 100}{3000} = 3,3 \text{ атмосфер.}$$

Промывка воздуха основана на тесном соприкосновении воздуха с большой водяной поверхностью, чем достигается:

1. Обеспыливание воздуха вследствие прилипания пылевых его частиц к водяной поверхности.
2. Увлажнение воздуха вследствие испарения воды, имеющей температуру более высокую, чем промываемый воздух.
3. Охлаждение воздуха вследствие испарения воды за счет тепла промываемого воздуха.
4. Охлаждение воздуха вследствие соприкосновения с холодной водяной поверхностью.
5. Осушка воздуха, вследствие осаждения его влаги на более холодной водяной поверхности.

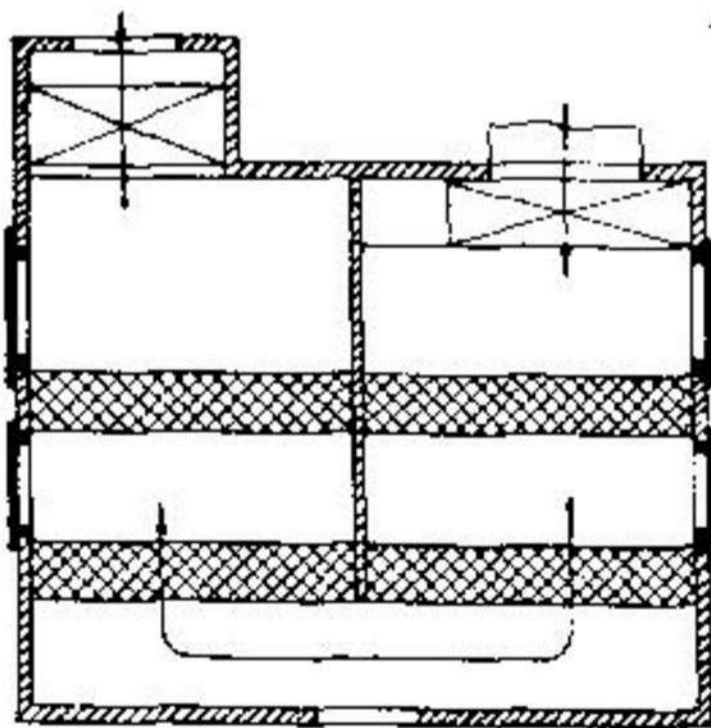
Для развития больших водяных поверхностей можно пользоваться: а) орошаемыми фильтрами; б) распылением воды с улавливанием смоченных пылевых частиц и увлеченной воздухом водяной пыли; в) пропуском воздуха через водяной слой.



Орошаемые фильтры представляют собой вертикальные стенки шириною в 200 — 250 мм, состоящие из двух сетчатых поверхностей, ограничивающих пространство, заполненное глыбами в кулак величиной, орошаемыми водой.

Для устранения значительного распора на сетчатые ограждения часть стенок разделена на ячейки высотой около 1 м, имеющие горизонтальные ограждения, которые воспринимают тяжесть вышерасположенных камней, передавая ее стойкам фильтра.

Для орошения такого фильтра служат трубы с мелкими отверстиями, проложенные в верхних частях каждого ряда горизонтальных ячеек, и отвод воды из нижней части стенки (фиг. 13).



Фиг. 13.

Вода, распределяясь равномерно по всему сечению стенки, стекает вниз, обтекая весьма равномерно всю поверхность камней. Скопясь внизу в отводном жолобе, вода стекает в сборник, откуда, после фильтрации снова накачивается центробежным насосом в оросительную сеть.

Для достижения более или менее полной очистки воздуха от пыли требуется последовательный пропуск воздуха через 3 или 4 таких орошаемых фильтра, причем последний из них иногда не орошается, а смачивается теми водяными частицами, которые увлечены из предыдущего фильтра. Таким образом достигается весьма совершенное улавливание всех тех смоченных пылевых частиц и чистых водяных, которые в противном случае могли бы увлекаться током вентиляционного воздуха.

Таковыми фильтрами, для их исследования, снабжена Испытательная станция в Берлине, а затем проф. Браббе применял их и для практических целей в больших вентиляционных установках в С.-А. С. Штатах.

При протекании воздуха¹ через фильтрующие стенки со скоростью 3 м/с сопротивление при проходе воздуха через одну такую стенку равняется 3 мм вод. столба при толщине слоя в 200 мм. Данная проф. Браббе формула для определения сопротивления слоя в 200 мм, состоящая из кругляков в кулак (величиной при орошении слоя:

$$\left. \begin{aligned} Z &= 32v^{1,96} \\ Z &= 22v^{1,48} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

а при сухом слое:

где Z сопротивление фильтрующей стенки в мм вод. столба, v скорость воздуха в метрах в 1 секунду при учете всей поверхности фильтрующей стенки.

Таким фильтром могут быть получены все те достижения, которые свойственны промывке воздуха.

Постоянная промывка фильтрующего слоя водой обеспечивает очистку его поверхностей, не требуя периодического прекращения работы фильтра для его радикальной очистки.

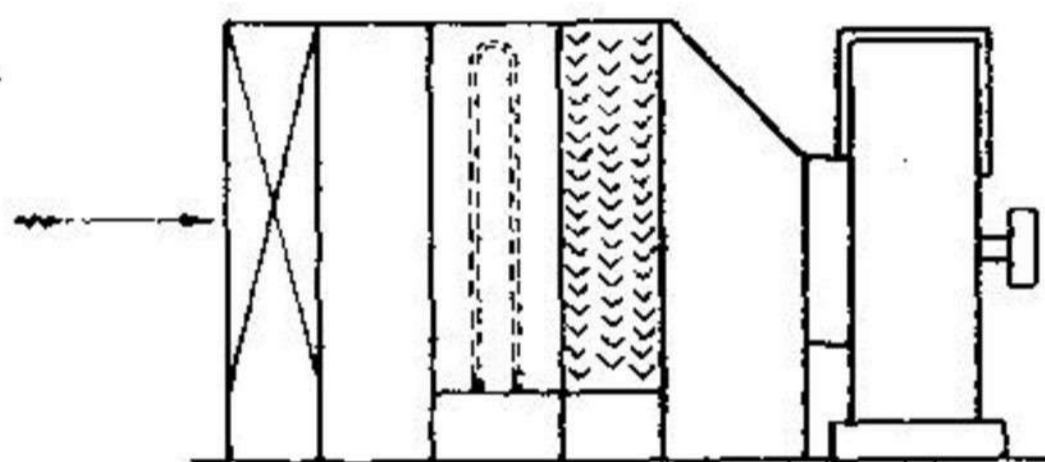
Полное сопротивление всех слоев орошаемого фильтра составляет сумму сопротивлений всех его слоев и достигает 10—12 мм вод. столба.

Промывка воздуха с помощью распыления воды с последующим улавливанием водяных частиц широко практикуется в С.-А. С. Штатах.

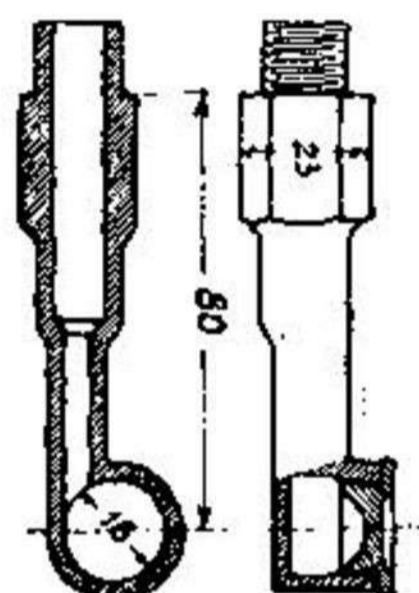
Приборы, служащие для этой цели, получили весьма установившийся стандартный тип, обеспечивающий достижение вполне опре-

деленных условий обеспыливания, увлажнения, охлаждения или осушения пропускаемого воздуха (фиг. 14).

Воздухопромывной прибор состоит из железной, открытой с концов, прямоугольной коробки, в передней части которой проложена сеть орошающих труб, в которых поддерживается центробежным насосом давление воды около $1\frac{1}{2}$ атмосфер.



Фиг. 14.



Фиг. 15.

На трубах установлены равномерно по всему поперечному сечению коробки разбрызгивающие сопла, дающие широкорасходящиеся конусы распыленной воды (фиг. 15). Распыление достигается тем, что струя воды, выходящая из отверстия сопла, приобретает быстрое вращательное движение, вследствие ввода воды по касательной. Благодаря центробежной силе струя разбрызгивается весьма совершенно и все водяные конусы сплетаются в одну общую водяную сетку, через которую должен пройти промываемый воздух. При этом прохождении со скоростью $2-2\frac{1}{2}$ м/с воздух увлекает с собой значительное количество мелких водяных частиц. Чтобы уловить их, а также для создания большой поверхности соприкосновения воздуха с водой, в противоположном конце промывного прибора установлен сепаратор, состоящий из изогнутых металлических пластинок, заставляющих протекающий между ними воздух с увлеченной его током водяной пылью резко менять свое направление. Водяные частицы, обладающие значительно большей инерцией, чем воздух при перемене направления последнего, ударяются о поверхности пластинок и прилипают к ним. Смоченные таким образом пластинки служат для развития водяной поверхности промывного прибора. Пластинкам придана такая форма, при которой смачивающий их водяной слой не стекает с их краев и не увлекается током воздуха, а отводится в нижнюю часть промывного прибора, где собирается в плоском сосуде, образующем дно прибора. Собирающаяся вода перекачивается центробежным насосом в трубы и снова распыляется соплами. Таким образом достигается промывка воздуха одной и той же водой с добавлением свежей лишь взамен испарившейся. Каждое сопло распыляет при давлении $1\frac{1}{2}$ атмосферы около 5 литров в 1 минуту. Количество

воды, служащей для промывки, весьма велико, достигая 0,5 кг на 1 кг промываемого воздуха. После пропуска воздуха через промыватель, он выходит из него вполне насыщенным при температуре выхода.

Если вода при промывке воздуха и при ее циркуляции не подогревается и не охлаждается, то пропускаемый воздух понижает свою температуру за счет испарения воды. Понижение температуры находится в зависимости от отношения количества испаренной воды к весу промываемого воздуха. Можно принять по данным американской практики, что снижение температуры промываемого воздуха достигает 85% разницы температур между сухим и мокрым термометрами в токе вводимого в промыватель воздуха.

Если при промывке имеется в виду сохранить температуру воздуха, то промывающая вода должна быть соответственно нагрета, так как вся скрытая теплота испарения должна в этом случае поглощаться не из воздуха, а из воды.

При тесном соприкосновении воздуха с водой он приобретает температуру воды и насыщается при этой температуре. Из этого видно, что вода, покидающая промывной прибор, должна иметь температуру близкую к температуре воздуха после его промывки, вне зависимости от температуры ввода воды в пульверизирующие сопла. Следовательно, при увлажнении воздуха с сохранением его температуры, легко определить температуру воды, поступающей в сопла, зная вес испаряемой воды, вес распыляемой воды и температуру воздуха после промывки.

Пример. Требуется промыть 10 000 кг воздуха, поступающего в промыватель при температуре 9° С и содержащего в себе перед промывкой 1 кг влаги.

Температура воздуха не должна меняться после промывки. Так как воздух выходит из прибора вполне насыщенным, то он будет содержать в 1000 кг сухого воздуха 7 кг влаги, т. е. он поглотит при промывке $7 - 1 = 6$ кг влаги. При испарении 1 кг воды при температуре 9° С поглощается ≈ 600 кал, следовательно, на 6 кг поглощается 3600 кал, а 10 000 кг воздуха поглотят $10 \times 3600 = 36 000$ кал. В американском приборе для промывки 10 000 кг воздуха требуется распылить 5000 кг воды, причем вода после промывки будет возвращаться в сборник при температуре 9° С. Перед поступлением в сопла она должна быть нагрета на $\frac{36 000}{5000} = 7,2$, т. е. она должна иметь температуру $9 + 7,2 = 16,2$ ° С.

Каждое сопло распыляет в 1 час $5 \times 60 = 300$ лит. воды, следовательно, в данном случае необходимо установить $5000 : 300 = 17$ сопел.

Расход силы по приведении в действие центробежного насоса при давлении воды в 1,5 атм и при коэффициенте полезного действия насоса 0,4:

$$N = \frac{(5000 : 3600) \times 15}{75 \times 0,4} = 0,7 \text{ л. с.}$$

При температуре 9° 1 куб. метр воздуха весит 1,252 кг, следовательно, 10 000 кг воздуха имеют объем $10 000 : 1,252 = 8000$ м.

Секундный объем промываемого воздуха: $8000 : 3600 = 2,22$ м.

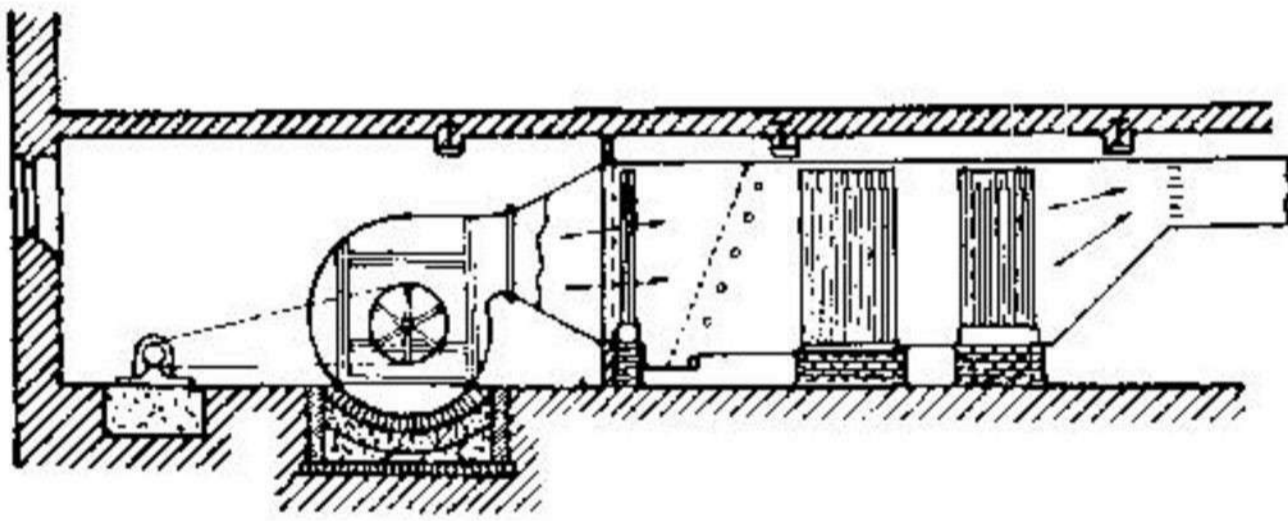
При скорости движения воздуха через прибор в 2,25 м/сек. получаем сечение прибора 1 м. При скорости 2,25 м/сек. сопротивление, вызываемое промывным прибором, прохождению воздуха через него может быть принято в 5 мм водяного столба.

Промыватели воздуха обычно комбинируются с нагревательными калориферами для достижения в одном приборе нагревания, промывки и увлажнения наружного воздуха для вентиляции.

Считаясь с тем, что воздух после промывки выходит совершенно насыщенным влагой, а для вентиляции требуется воздух, имеющий лишь около 50% насыщения, мы приходим к выводу, что промывку воздуха нужно производить при той температуре, которой соответствует содержание водяных паров в вентиляционном воздухе при его конечной температуре и требуемой относительной влажности.

Если тот воздух, который вышел из промывателя, рассчитанного в нашем примере, и содержащий при полном насыщении и при температуре 9°C — 7 кг влаги в 1000 кг воздуха, мы нагреем до 20°C , то этой температуре и полному насыщению будет соответствовать содержание в 1000 кг 14,4 кг влаги. Следовательно, догретый до 20°C вентиляционный воздух, прошедший через наш промыватель, будет иметь $\frac{7}{1,44} = \approx 50\%$ относительной влажности.

Итак, полный вентиляционный аппарат американского типа должен состоять из: а) калорифера для нагревания наружного воздуха



Фиг. 16.

до требуемой температуры промывки, б) промывного прибора описанной конструкции, в) догревательного калорифера, г) вентилятора, просасывающего воздух через весь вентиляторный аппарат и нагнетающий его в вентиляционные каналы (фиг. 16).

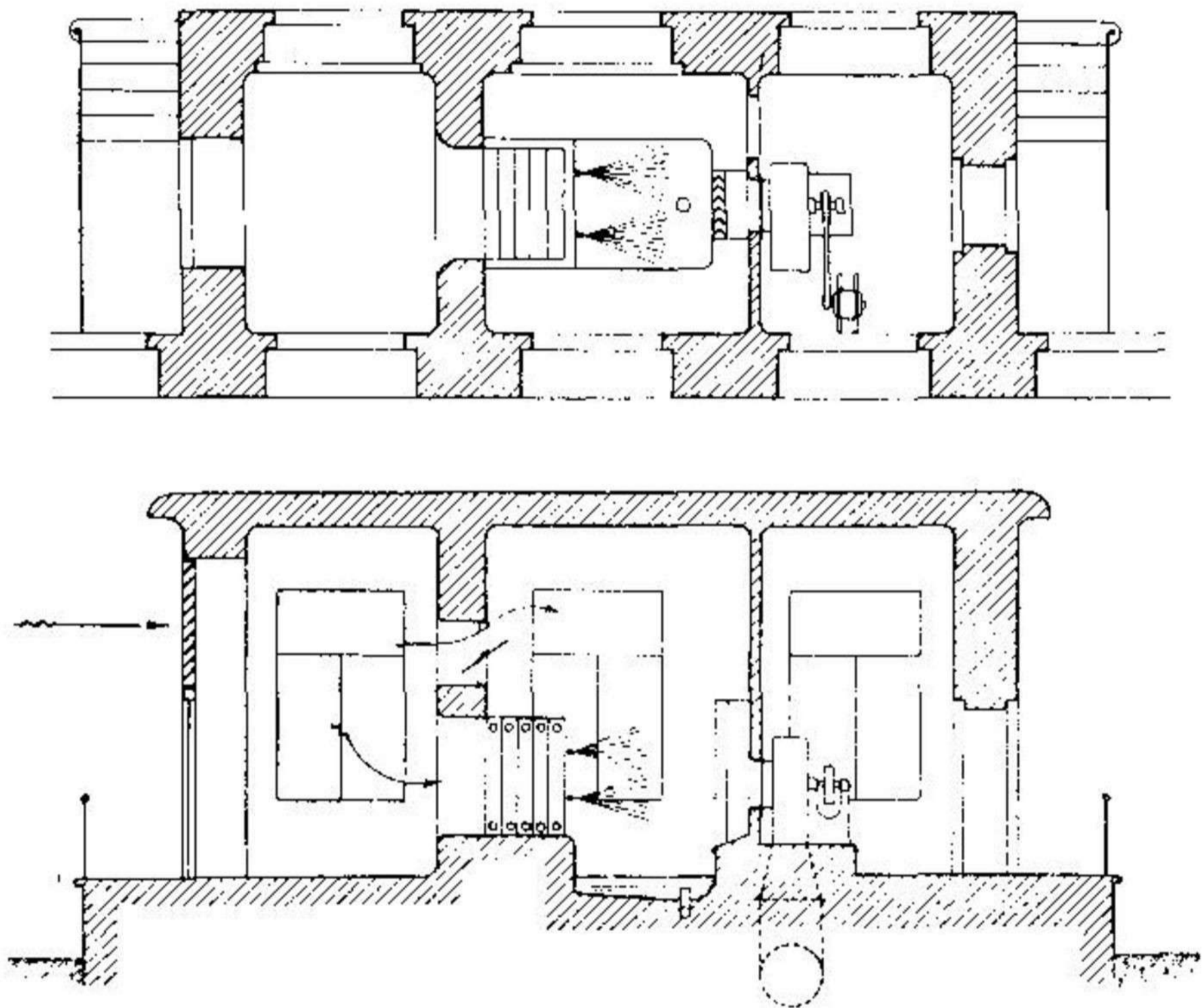
Все эти части соединены металлически в одно герметическое целое, благодаря чему устраняется возможность загрязнения вентиляционного воздуха путем присоса со стороны под влиянием разрежения в вентиляционной камере.

Американские вентиляционные камеры описанного устройства снабжаются автоматическими регуляторами, устраняющими необходимость ручного обслуживания [всех весьма сложных приборов такой камеры.

В русской практике наиболее надежные результаты действия в вентиляции получаются в том случае, если все отделения вентиляционной камеры являются вполне наглядными для всех пользующихся вентиляцией. На фиг. 17 изображена такая камера, расположенная в пристройке к главному коридору больницы, школы или какого-либо общественного здания.

Промывка воздуха в связи с его увлажнением очень часто применяется в вентиляционных установках текстильных фабрик. Здесь

при огромных обменах воздуха, вызываемых необходимостью поглотить теплоту, выделяемую машинами, а также пыль, распространяющуюся в воздухе фабричных помещений, является необходимым возврат его. Запыленный и излишне теплый воздух после его разбавления наружным воздухом и после промывки смеси для удаления пыли, а отчасти и растворенных в нем газов, возвращается обратно в помещение. В теплое время года возврат воздуха теряет смысл, так как температура наружного воздуха может соответствовать температуре промывки.



Фиг. 17.

При зимней промывке, когда теплота обратного воздуха или теплота примешиваемого пара использована на нагревание наружного воздуха, является более рациональным не понижать температуры промывки, а всю скрытую теплоту испарения воды в промывной камере поглощать из воды же, вводя ее при более высокой температуре, чем температура отвода воды после промывки, принимая последнюю равной температуре промываемого воздуха.

В фабричных установках пользование теплой водой для промывки и попутного увлажнения воздуха во многих случаях совершается без особого расхода тепла на нагревание воды, при использовании воды из конденсаторов паровых машин и, особенно, паровых турбин, так как в этом случае вода не содержит в себе смазочных масел.

Зная температуру воды, отводимой из промывной камеры, т. е. принимая ее равной температуре промытого воздуха, и зная количество распыляемой воды, а также испаряемой для увлажнения воздуха, легко определить необходимую температуру воды, распыляемой в камере.

Пример. Для насыщения промываемого воздуха при температуре 16° требуется испарить 100 кг воды из 2000 кг распыляемой, не меняя температуры воздуха в промывной камере. Какова должна быть температура промывной воды перед ее поступлением в распылители?

Решение. Для испарения 1 кг воды при температуре 16° расходуется 585 калорий (см. табл. 10). Следовательно, все количество тепла, требуемое для испарения 100 кг воды, равно 58 500 калорий. Это количество тепла должно быть отнято от 2000 кг воды, понижающей свою температуру в промывной камере на $\frac{58\,500}{2000} = 29,25^\circ$. Так как температура отвода воды равна 16° , то температура ее поступления в распылители равна $16 + 29,25 = 45,25^\circ \text{C}$.

В летнее время, когда температура наружного воздуха слишком высока для непосредственного его введения в вентилируемые помещения, можно пользоваться промывными камерами и мокрыми фильтрами для охлаждения воздуха. Такое охлаждение может быть связано или с увлажнением воздуха, или с его осушкой.

Наиболее экономичное охлаждение воздуха достигается испарением воды, имеющей температуру ниже температуры охлажденного воздуха. В этом случае вся теплота, требуемая на нагревание воды до температуры охлажденного воздуха и на испарение воды для доведения воздуха до насыщения при этой температуре, отнимается от воздуха, понижая этим его температуру.

На нагревание воды расходуется ничтожное количество тепла по сравнению с тем, что требуется для ее испарения. Если мы имеем воду при температуре 10° , а воздух охлаждается до 16° , то 1 кг воды, нагреваясь до 16° , поглощает 6 калорий, тогда как 1 кг воды, испаряясь при температуре 16° , поглощает 585 кал., т. е. в 97,5 раза больше. Из этого следует, что при охлаждении воздуха нужно пользоваться, главным образом, испарением воды, что, впрочем, возможно лишь в том случае, если абсолютная влажность охлаждаемого воздуха недостаточна для его насыщения при температуре охлаждения. Имея в виду охлаждение воздуха на 6° , что является наиболее обычным практическим пределом понижения температуры воздуха, мы видим, что при испарении 1 кг воды охлаждается $\frac{585}{6 \times 0,237} = 412$ кг воздуха.

Если придерживаться практического правила, что процент испарения распыляемой воды равен ее давлению в распылителе, то легко определить пропуск воды через распылитель, задаваясь определенным давлением или, принимая определенный процент испарения, задаваться пропуском и определить требуемое давление. При центральном

Охлаждению воздуха в промывных камерах является более выгодным задаваться небольшим давлением, не свыше 3 атмосфер, а при местных охладителях, часто применяющихся в фабричной практике, следует предпочесть высокое давление воды.

Так, принимая давление воды в распылителях в 50 атмосфер, мы можем одним килограммом воды, доставляемой в распылители, охладить на $6^{\circ} 412 \times 0,5 = 206$ кг воздуха, отнимая $585 \times 0,5 = 292,5$ калорий, причем в охладительном приборе останется неиспаренной лишь половина доставляемой воды.

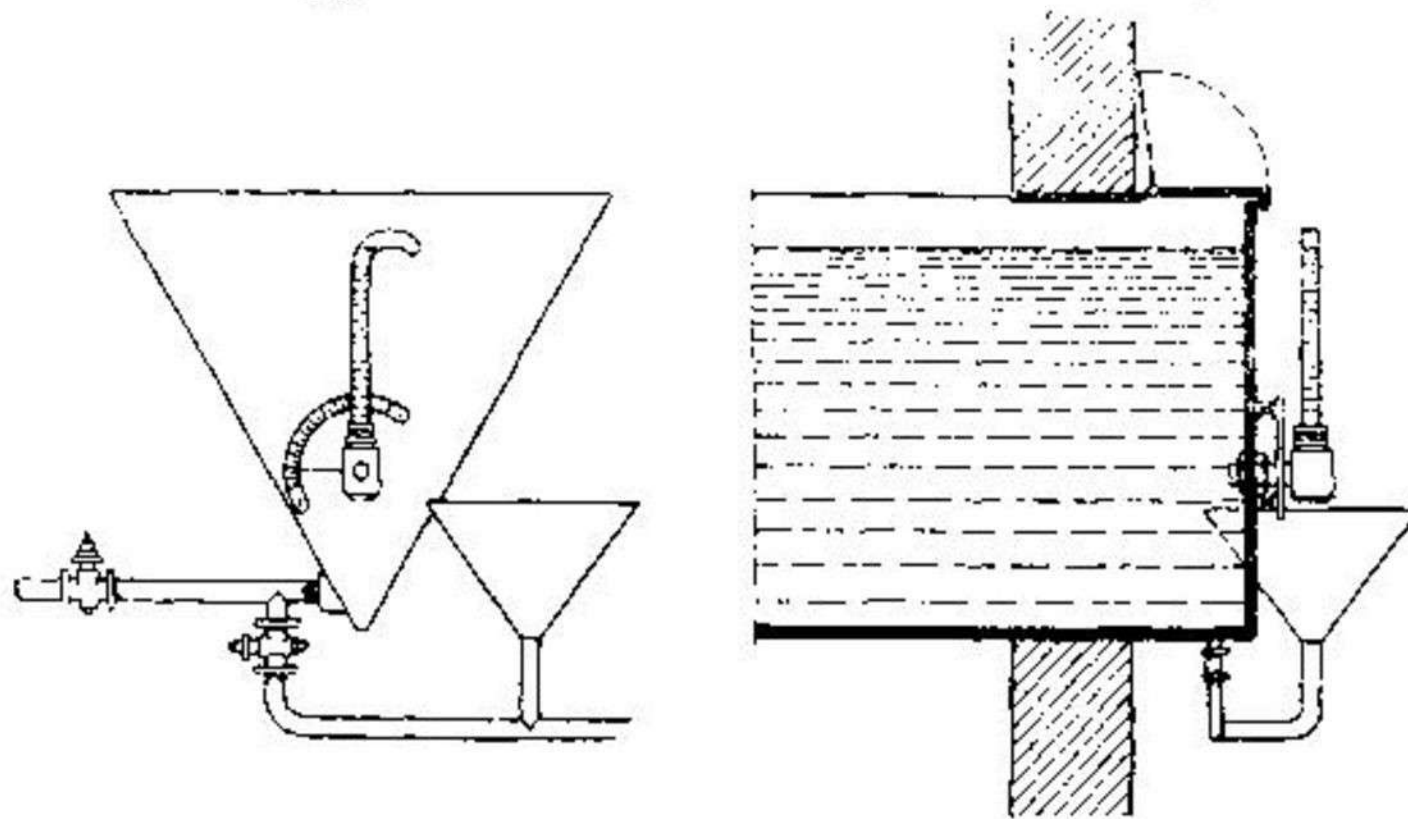
Применяя для распыления воду таких высоких давлений, необходимо пользоваться распылителями, не разрабатывающимися при той большой скорости выхода воды, которая вызывается внезапным падением давления воды в распылителе.

Мелкое дробление воды, выходящей из распылителя, может быть достигнуто не только высоким давлением воды в распылителе, но и высокой температурой ее, превышающей 100° — температуру кипения воды при обыкновенном давлении. Если температура воды, поступающей в распылитель, равна 130° , а ее давление равно 3 атмосферам по манометру, т. е. 4 атмосферам абс., то вода, закипающая при этом давлении при 144° , не будет кипеть в распылителе, но будет моментально вскипать при внезапном понижении давления. При таком вскипании отдельные частицы перегретой воды раздробляются на более мелкие части, вследствие чего увеличивается % испарения воды. Опыт показал, что при 130° вода, распыляясь, испаряется в воздухе наполовину. Один кг воды при 130° , понижая свою температуру до 16° , выделяет $130 - 16 = 114$ калорий, между тем как $\frac{1}{2}$ кг воды, испаряясь при температуре 16° , поглощает $585 \times 0,5 = 292,5$ калорий. В результате распыления 1 кг перегретой воды в недосыщенный воздух получается поглощение из последнего $292,5 - 114 = 178,5$ калорий.

На этом основан способ охлаждения воздуха, предложенный Скониетти.

В системах вентиляции без применения каких-либо более или менее сложных механических устройств увлажнение воздуха достигается испарением подогретой воды. Для этой цели в вентиляционных камерах, на пути движения подогретого воздуха в места его разводки по вентилируемым помещениям, располагают увлажнительные сосуды с открытой водяной поверхностью (фиг. 18). Вода в увлажнительных коробках подогревается, причем для устранения биологических процессов в воде, ее температура должна быть не ниже 60° . Такая температура недостижима при нагревании воды с помощью труб водяного отопления, так как средняя температура в таких трубах при максимальной разности температур, при которой еще соблюдаются целиком нормы обмена, мало чем разнится от 60° . Поэтому весьма трудно достичь в санитарном отношении совершенного способа увлажнения

вентиляционного воздуха при обычных системах водяного отопления, связанного с вентиляцией. Применяя для вентиляционных целей пар, не представляется затруднительным выполнить это условие.



Фиг. 18.

Для определения величины испарительной водяной поверхности пользуются формулой Дальтона:

$$F = \frac{G \cdot B}{45,6 \cdot c(S_1 - S_2)} \text{ м}^2. \quad (9)$$

В этой формуле F — водяная поверхность, соприкасающаяся с увлажняемым воздухом, G — вес испаряемой в 1 час воды в килограммах, S_1 — давление водяного пара при температуре испаряющейся воды в миллиметрах ртутного столба, S_2 — давление водяного пара в увлажняемом воздухе, B — барометрическое давление в миллиметрах ртутного столба, $c = 0,55$ для спокойного воздуха, $c = 0,71$ — для находящегося в движении над водяной поверхностью и $c = 0,86$ — при сильном движении воздуха над поверхностью.

Пример. Определить величину испарительной поверхности увлажнительной коробки, доставляющей в 1 час для увлажнения вентиляционного воздуха 10 кг водяного пара. Температура воды в коробке 75°. Температура вентиляционного воздуха 20°. Относительная влажность его должна быть равна 50%. Барометрическое давление — 760 мм. Воздух протекает над водяной поверхностью с малой скоростью.

В данном случае $G = 10$, $B = 760$, $c = 0,71$, S_2 по табл. (9) равно для 20° при полном насыщении 17,391, следовательно, при 50% насыщения $S_2 = 0,5 \times 17,391 = 8,695$ мм ртутн. столба. S_1 по той же таблице для 75° равняется 288,517.

Вставляя все эти величины, получим:

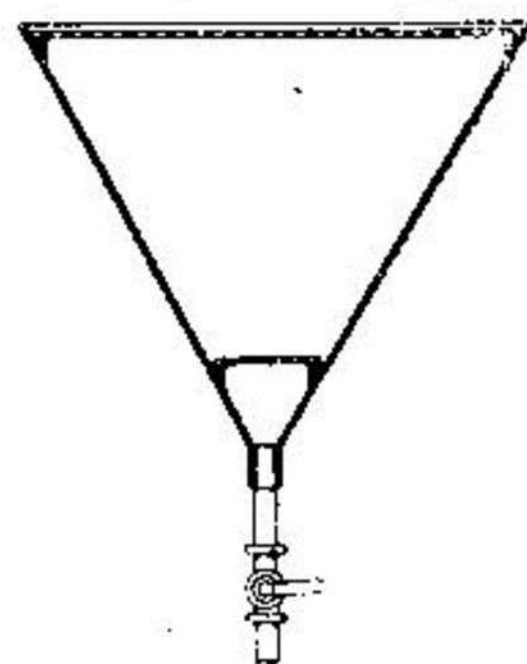
$$F = \frac{10 \times 760}{45,6 \times 0,71 (288,517 - 8,695)} = \frac{7600}{32,376 \times 279,822} = \approx 0,84 \text{ м}^2.$$

В некоторых случаях температуру воды в испарительных коробках доводят до кипения. Тогда коробка обращается в кипятыльник, и поверхность испарения уменьшается до минимума. В приведенном примере, при повышении температуры воды до 100° С, чему соответствует $S_1 = 760$, получаем:

$$F = \frac{7600}{32,376 \times 751,3} = 0,31 \text{ м}^2,$$

что составляет около 0,03 м² на 1 кг испаряемой воды.

Кипячение воды можно производить в парообразователе, вынесенном за пределы вентиляционной камеры, доставляя в последнюю уже готовый пар, примешиваемый к вентиляционному воздуху. Для бесшумного и спокойного примешивания пара к воздуху, его заставляют притекать через воронкообразное расширение паровой трубы, заполняемое галькой или стеклянными шариками. Чтобы устранить закупоривания отверстия паровой трубы, нижняя часть воронки защищена сеткой. Такой прибор называется парильником (фиг. 19).



Фиг. 19.

Парильник имеет преимущества перед кипяильником и перед испарительной коробкой, так как он дает возможность в самых широких пределах регулировать влажность воздуха, причем поверхность соприкосновения воздуха с нагретыми стенками прибора доведена до минимума.

Стенки парильника следует делать двойными с заполнением промежутка между ними изолирующим материалом, вследствие чего потеря тепла на нагревание воздуха увлажнительным прибором доведена до минимума.

Парильники особенно рекомендуются там, где влажность вентиляционного воздуха доводится до высокого процента насыщения. Так, в больничных павильонах для дифтеритных такое увлажнение является иногда подсобным средством лечения, для чего парильники устанавливаются непосредственно в палатах, как местные увлажнители.

Для достижения спокойного выхода пара с поверхности заполнения парильника следует придавать площади основания конуса воронки не менее $0,01 \text{ м}^2$ на 1 кг расходуемого пара. Угол у вершины конуса принимается равным 90° . При получении слишком большой площади отверстия воронки, ставят их несколько, распределяя равномерно в токе подогретого воздуха.

Для определения веса испаряемой воды для увлажнения 1000 м^3 вентиляционного воздуха при конечной температуре может служить вспомогательная таблица Ритчеля (12). Влажность наружного воздуха принимается обычно в 80% . В случае необходимости определить вес испаряемой воды при другом $\%$ насыщения вентиляционного воздуха и при иной его температуре следует произвести расчет, пользуясь таблицей Ритчеля (9).

Пример. Определить вес воды, необходимой для увлажнения 1000 м^3 вентиляционного воздуха при его температуре $+16^\circ$ и при 30% насыщения. Воздух взят снаружи при температуре -15° и при 75% насыщения.

Для упрощения расчета лучше иметь дело с весами воздуха, а не с его объемами, так как вес остается постоянным при всех температурах, а объем меняется. 1000 м^3 воздуха при 16° весят, согласно таблице (9), $1000 \times 1,222 = 1222 \text{ кг}$, 1 кг воздуха, насыщенного при температуре в 16° , содержит $0,0112 \text{ кг}$ влаги, а при 30% насыщения

содержание влаги уменьшается до $0,0112 \times 0,3 = 0,00336$ кг, 1222 кг воздуха при 16° и при 30% насыщения должны содержать $1222 \times 0,00366 = 4,47$ кг влаги. 1222 кг воздуха, взятых снаружи при -15° и при 75% насыщения, содержат, согласно таблице (9), $1222 \times 0,0011 \times 0,75 = 1$ кг влаги. Следовательно, увлажнительный прибор должен добавить $4,47 - 1,0 = 3,47$ кг влаги.

4. Изменение давления воздуха.

Все сопротивления, вызываемые фильтрацией воздуха, нагреванием его, промывкой, движением между воздухоприемным отверстием и местами входа в вентилируемые помещения, а также между вытяжными отверстиями и местом выхода извлекаемого воздуха наружу, преодолеваются искусственными мерами изменения в соответствующих местах давления воздуха или повышением, или понижением его по сравнению с давлением наружного воздуха. Кроме того, в вентилируемых помещениях во многих случаях требуется поддерживать определенное давление более высокое или более низкое, чем давление наружного воздуха. Меры изменения давления основаны или на изменении удельного веса вентиляционного воздуха, путем его нагревания, или на сообщении ему определенной скорости, пользуясь для этого естественным движением наружного воздуха, или создавая искусственное движение вентиляционного воздуха.

Методы нагревания воздуха нам уже известны, а определение величины давлений, вызываемых повышением температуры, будет выяснено дальше.

Пользование ветром для вентиляционных целей придает всему устройству характер случайности, вследствие чего им можно пользоваться лишь в тех случаях, когда величина обмена не играет особой роли (неотапливаемые помещения, склады, бараки временного назначения и т. д.), или когда ветер вызывается движением самого вентилируемого помещения (вагоны, пароходы и т. д.).

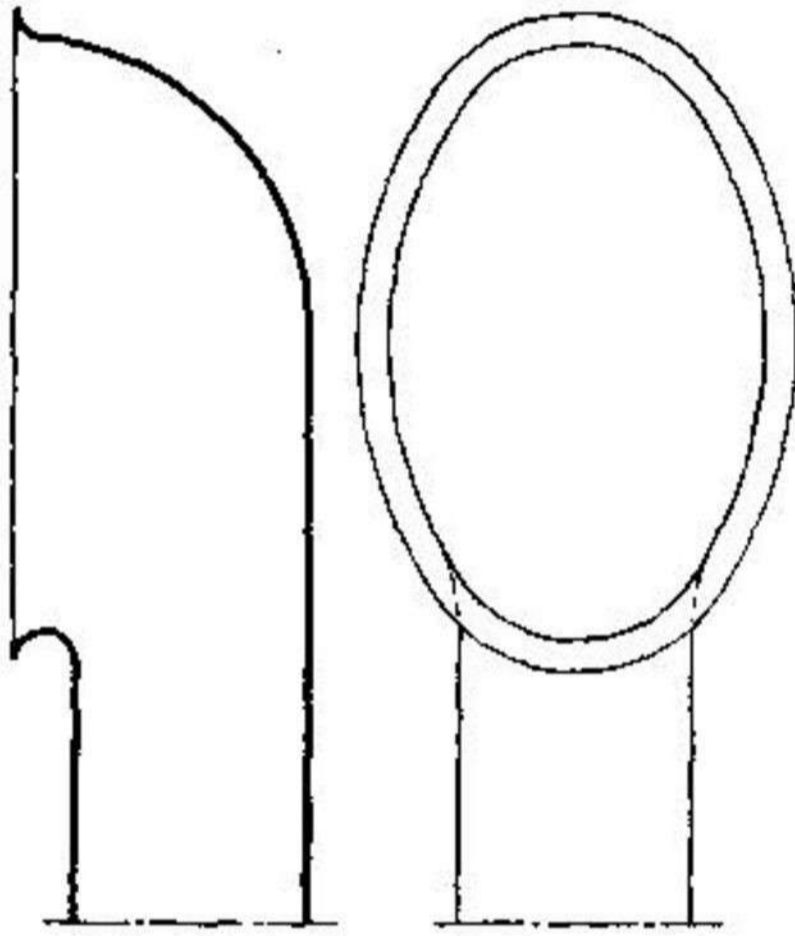
Для наилучшей утилизации скорости ветра для вентиляционных целей служат специальные приборы: дефлекторы и флюгарки. Первые работают при всех направлениях ветра по отношению к прибору, а вторые — лишь при совпадении направлений, что обычно достигается автоматически при помощи самого же ветра.

На пароходах, при постоянстве направления воздушных токов и при очень больших размерах приборов для использования скорости движения воздуха, их переставляют от руки. Их применяют в этом случае для нагнетания наружного воздуха в вентилируемые помещения, почему они являются добавочными приспособлениями для нагнетания воздуха в воздухоприемники, создавая повышенное давление в последних.

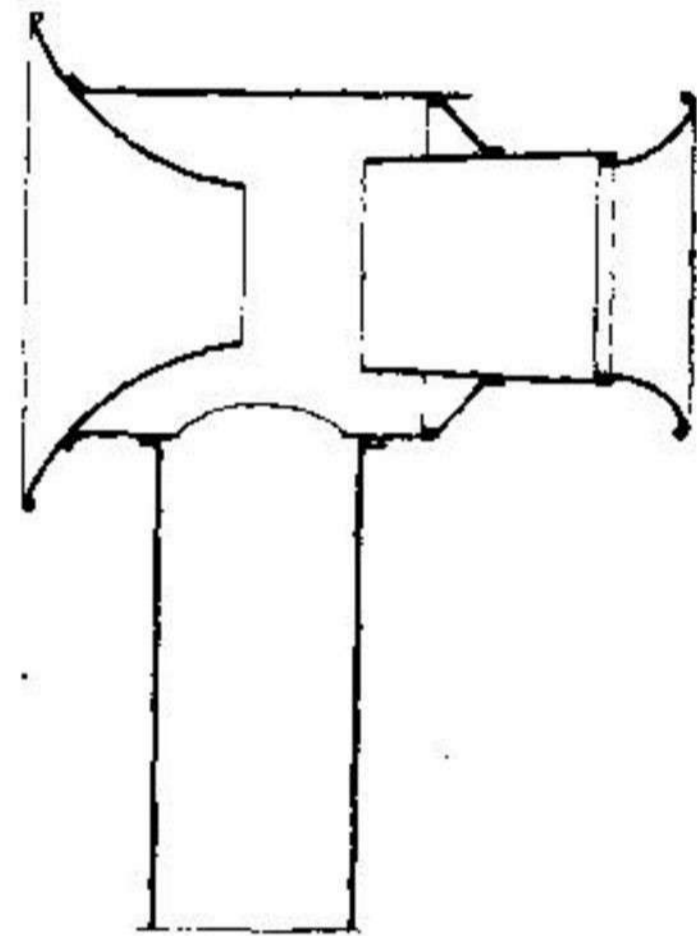
Они таким образом являются подвижными нагнетающими накопечниками, в отличие от флюгарок, являющихся подвижными высасы-

вающими наконечниками. На фиг. 20 изображен нагнетающий, а на фиг. 21 — высасывающий подвижной наконечник или флюгарка.

Флюгарки имеют тот серьезный недостаток, что иногда задерживаются в своем движении под влиянием неисправности подвижных частей, а чаще — вследствие намерзания воды, конденсирующейся из влаги на металлических поверхностях. При перемене направления ветра примерзшая флюгарка может нагнетать воздух, опрокидывая этим всю работу вытяжной вентиляции.

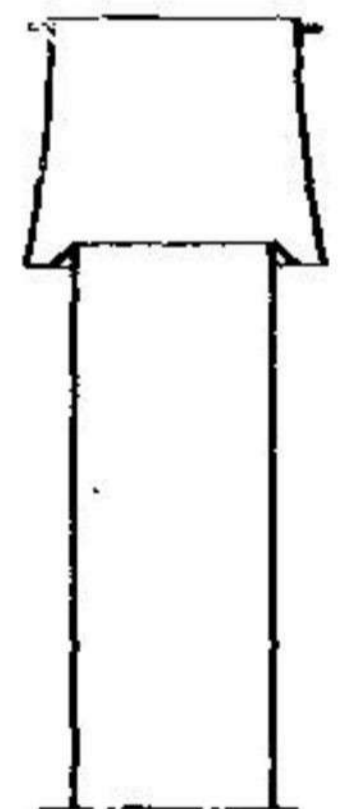


Фиг. 20.



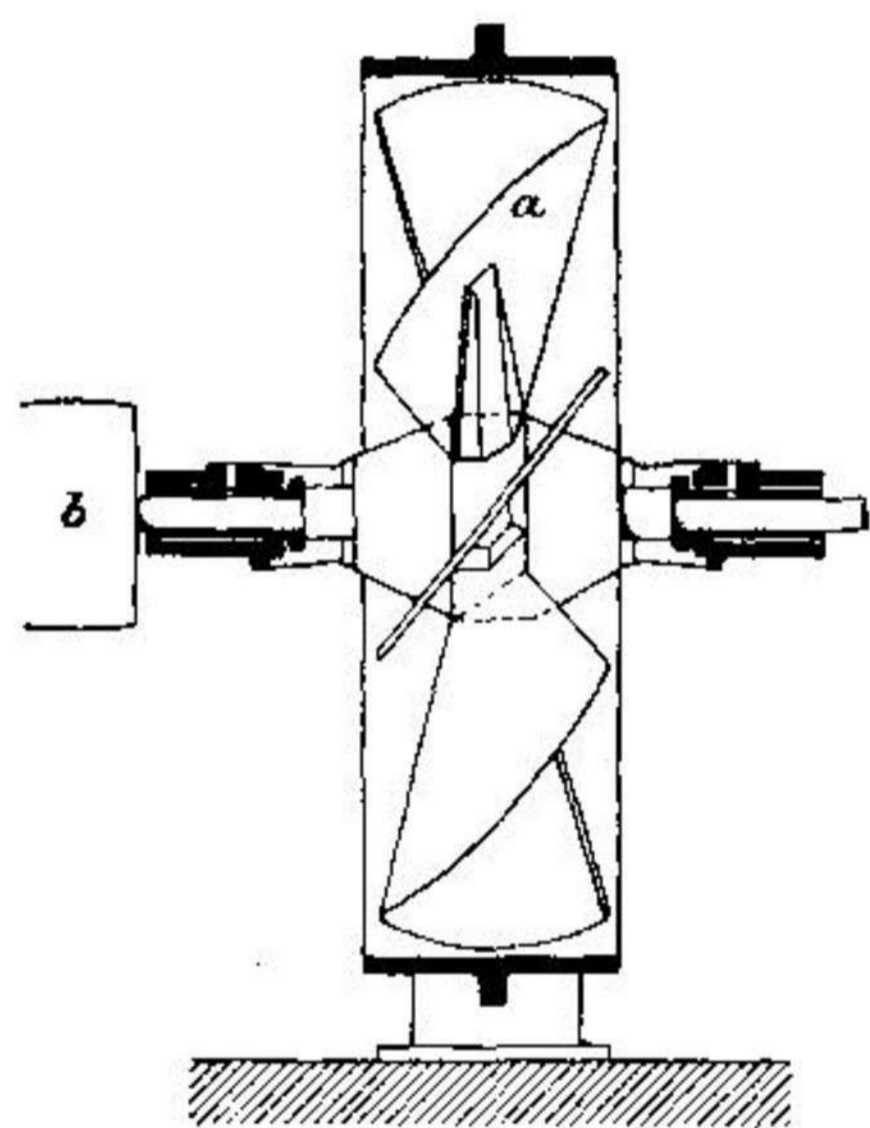
Фиг. 21.

Дефлекторы, как не имеющие подвижных частей, обладают более надежным действием. Один из часто применяемых дефлекторов, системы Вольперта, изображен на фиг. 22. Действие всех приборов, использующих скорость ветра для создания повышенного или пониженного давления, основано на том, что ветер, встречая на своем пути препятствие, уменьшает свою скорость, причем за счет этого уменьшения создается напор, т. е. повышенное давление перед препятствием. За препятствием на пути движения ветра создается разрежение. И тем и другим пользуются для создания напора или разрежения в той трубе, которая заканчивается прибором. На этом основании действие нагнетающих и высасывающих наконечников должно находиться в зависимости от скорости ветра. Путем исследования наконечников в Берлинской испытательной станции было выяснено, что их производительность приблизительно пропорциональна третьей степени скорости ветра, причем производительность заметно уменьшается с нарастанием преодолеваемых сопротивлений. Все это указывает на невозможность, пользуясь дефлекторами, создать определенные обмены воздуха в вентилируемых помещениях, они неизбежно должны сильно колебаться, не обеспечивая чего-либо устойчивого.



Фиг. 22.

Во всех случаях, когда норма обмена воздуха должна быть соблюдена при широких пределах колебания наружной температуры и при наличии значительных сопротивлений в пути движения вентиляционного воздуха, применяются вентиляторы, приборы искусственного создания скорости и напора в вентиляционных устройствах. При небольших напорах, обычно достаточных для преодоления сопротивлений в вентиляционных камерах, при наличии фильтров и при умеренных скоростях движения воздуха в вентиляционных путях, при напорах, не превышающих в общей сложности 6 мм водяного столба, применяются обыкновенные винтовые вентиляторы. При более высоких напорах и при значительных скоростях в вентиляционных путях ставятся центробежные вентиляторы.



Фиг. 23.

На фиг. 23 изображен винтовой вентилятор. Движение воздуха, параллельное оси вентилятора, создается крыльями, наклон которых вызывает движение воздуха вдоль оси вентилятора.

С увеличением числа оборотов вентилятора при сохранении того же напора или при его отсутствии объем перемещаемого воздуха пропорционален числу оборотов.

Прямая пропорциональность между числом оборотов и объемом перемещаемого воздуха сохраняется и в том случае, если нарастание напора пропорционально квадрату числа оборотов, а следовательно, и квадрату объема перемещаемого воздуха, т. е. квадрату его скорости.

Так как сопротивления при движении воздуха также пропорциональны квадрату его скорости, то вышеуказанное отношение между числом оборотов вентилятора и объемом перемещаемого им воздуха сохраняется и при соответствующем противодействии, причем последнее пропорционально квадрату числа оборотов. Объем перемещаемого воздуха в этом случае уменьшается приблизительно на $\frac{1}{3}$ против перемещения в свободном пространстве, т. е. при отсутствии сопротивлений движению воздуха.

При скорости на окружности свыше 25 м/сек. работа вентилятора сопровождается некоторым шумом, значительно увеличивающимся с повышением этой скорости. Поэтому для полной бесшумности работы вентилятора желательно не переходить этого предела скорости. Средняя скорость движения воздуха в просвете рамы вентилятора для большинства винтовых вентиляторов, работающих с минимальным сопро-

тивлением, равна $\approx 0,25$ скорости на окружности их крыльев. Из этого видно, что для бесшумности действия таких вентиляторов средняя скорость в просвете их рам не должна превышать $25 \times 0,25 = 6,25$ м/сек.

1 м² просвета рамы вентилятора при бесшумности его действия должен доставлять в 1 час не свыше $3600 \times 6 = 21\,600$ м³ или, округленно, $\approx 20\,000$ м³ при нормальном противодавлении.

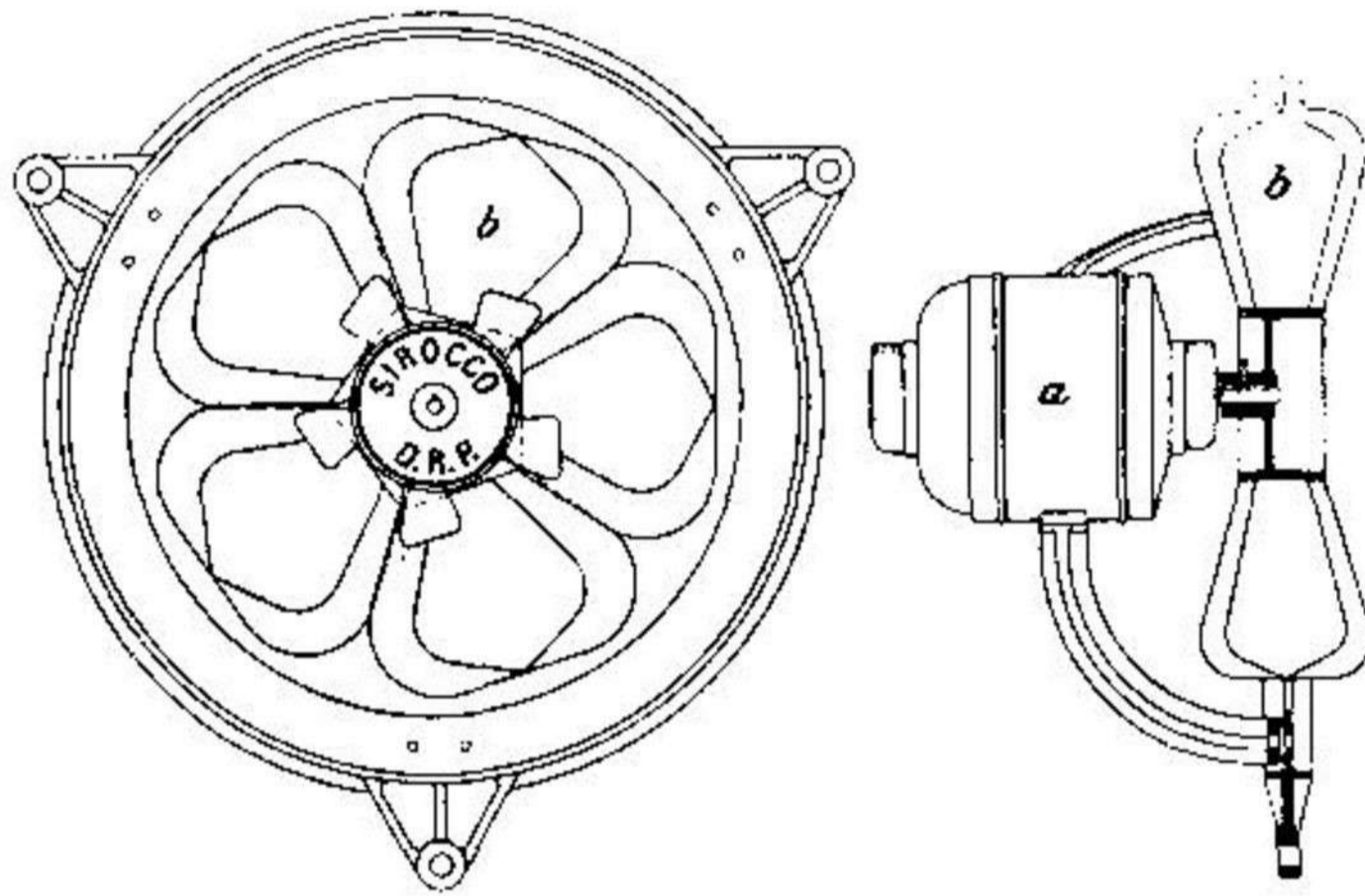
Этими соображениями можно пользоваться при подборе винтового вентилятора, устанавливаемого в ответственном по бесшумности месте. Скорости 6 м/сек. соответствует скоростной напор 2,37 мм водяного столба, и, если для примера вентилятор должен работать при противодавлении до 4 мм водяного столба, то при данном противодавлении неизбежен частичный возврат воздуха в осевой части вентилятора, что уменьшает его производительность и его коэффициент полезного действия. Для устранения возврата воздуха следует применять вентилятор, в котором все ближайшие к оси части вентилятора, в которых скорость на окружности меньше, чем соответствующая напору в 4 мм, были закрыты. Напору в 4 мм водяного столба соответствует скорость воздуха $\approx 7,5$ м/сек., что составляет $7,5 : 25 = 0,3$ от скорости на окружности крыльев вентилятора. Так как эта скорость пропорциональна радиусу вентилятора, то при данном напоре осевая часть крыльев до 0,3 их радиуса должна быть сплошной.

Вышеуказанными соображениями можно руководствоваться для суждения о пригодности данного вентилятора для создания определенных условий перемещения воздуха по отношению к объему перемещения и создаваемому напору при бесшумности действия вентилятора. Что касается напора, создаваемого обыкновенно винтовым вентилятором низкого давления при бесшумности его действия, то для большинства конструкций $r_{max} = 0,005 u^2$, где r — создаваемый напор в мм водяного столба и u — скорость на окружности в м в 1 сек. Принимая $u = 25$ м, имеем $r_{max} = 0,005 \times 25^2 = 3,125$ мм водяного столба. Следовательно, при бесшумности действия винтового вентилятора нельзя, применяя наиболее обычные конструкции, создать давление больше 3 мм водяного столба, сохраняя нормальную производительность вентилятора, т. е. по возможности устраняя обратные токи воздуха в осевых частях. При более значительных напорах и при сохранении бесшумности действия следует применять вентиляторы повышенного давления с более развитой сплошной осевой частью. В некоторых конструкциях (вентиляторы Зульцера) диаметр сплошной части крыльев достигает $\frac{2}{3}$ их диаметра. В таких вентиляторах $r_{max} = 0,02 u^2$, т. е. может достигать до $0,02 \times 25^2 = 13,5$ мм водяного столба.

В фабричных установках, где шумность работы вентилятора не играет особой роли, допускаются значительно большие скорости на окружности их крыльев и создаются соответственно большие напоры.

На рисунке (фиг. 24) изображен винтовой вентилятор „Сирокко“, являющийся переходом от винтовых вентиляторов низкого давления к повышенному, относя к последнему вентилятор Зульцера.

Такой переход характеризуется величиной h_{max} , которая для винтовых вентиляторов Сирокко $h_{max} = U^2 \cdot 0,01$. Следовательно, максимальное противодавление, преодолеваемое этим вентилятором, может достигать величины $25^2 \times 0,01 = 6,25$ мм вод. столба.



Фиг. 24.

В таблице 13 приведены величины часовой производительности винтовых вентиляторов Сирокко при их работе с нормальным противодавлением соответствующим величинам $h_{ст} = U^2 \cdot 0,01$. Доставка воздуха при нормальном противодавлении равняется 0,66 от тех величин перемещения воздуха вентилятором Сирокко, которые достигаются при свободном входе воздуха и свободном его выходе, т. е. когда вентилятор создает лишь скорость перемещаемого им воздуха, не преодолевая на пути его движения каких-либо сопротивлений. Скоростной напор, создаваемый вентилятором Сирокко в соответствии с данными таблицы, но при свободном движении воздуха, может быть определен из формулы:

$$h_{ск.} = \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma, \quad (10)$$

где v есть средняя секундная скорость в метрах движения воздуха в свободном просвете обода вентилятора, который можно принять равным $\frac{\pi \cdot D^2}{4}$, где D — диаметр крыла вентилятора. Диаметр обода несколько превышает диаметр крыла, но зато часть крыла у оси вентилятора является сплошной. Что касается объема воздуха, доставляемого вентилятором при свободном его перемещении, то, как было сказано,

$$L_{свб} = \frac{L}{0,66}$$

ричем величины L могут быть в этом случае взяты из таблицы.

Итак,

$$v = \frac{L}{0,65 \times 3600} : \frac{\pi D^2}{4}$$

Величина γ выражает собой вес 1 м³ перемещаемого воздуха. Принимая температуру последнего в 20° С, мы имеем $\gamma = \approx 1,2$, т. е. 1 куб. метр весит при нормальном барометрическом давлении и при $t = 20^\circ - 1,2$ кг.

Пример. Определить скоростной напор вентилятора № 6 при $n = 625$ при свободном движении воздуха.

В таблице 13 для № 6 мы не находим величины L для $n = 625$, но в таблице 13' помещены величины L_0 и L_0' . Они указывают доставку воздуха в куб. метрах в 1 час вентилятором Сирокко при одном обороте крыла в 1 минуту, причем L_0 относится к случаю свободного движения воздуха, а L_0' к работе вентилятора при нормальном противодавлении. Для данного случая находим, что для № 6 $L_0 = 26,16$ м³. При $n = 625$, $L_{свб} = 26,16 \times 625 = 16\,350$ м³ в 1 час.,

$$v = \frac{16 \cdot 350}{3600} : \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 4,54 : 0,457 = \approx 10 \text{ м/сек.}$$

Величина $\frac{\pi D^2}{4}$ взята из таблицы 13'.

Вставляя числовые величины в выражение скоростного напора, получаем:

$$h_{ск.} = \frac{10^2}{19,6} \times 1,2 = 6,12 \text{ мм вод. столба.}$$

Расход энергии в лошадиных силах, потребляемой винтовым вентилятором Сирокко при свободном движении воздуха, может быть определен из формулы:

$$N = \frac{h_{ск.} \times L_{сек.}}{\mu \times 57} \text{ л. с.,} \quad (11)$$

где μ — коэффициент полезного действия вентилятора. Он может быть определен для винтового вентилятора Сирокко из формулы $\mu = 0,25 + 0,025 \cdot \text{№}$, где № — величина номера вентилятора, для № 6 $\mu = 0,25 + 0,025 \cdot 6 = 0,4$.

Пример. Определить расход энергии в лошадиных силах, затрачиваемой вентилятором № 6 при $n = 625$ и при свободном движении воздуха.

Из предыдущего примера мы уже знаем, что вентилятор № 6 при $n = 625$ и при свободном движении воздуха доставляет в 1 секунду 4,54 м³ воздуха, создавая скоростной напор $h_{ск.} = 6,12$ мм вод. столба.

Следовательно:

$$N = \frac{h_{ск.} \times L_{сек.}}{\mu \times 75} = \frac{4,54 \times 6,12}{0,4 \times 75} = \approx 0,9 \text{ л. с.}$$

При подборе электромотора следует принимать запас до 50 %, т. е. для данного случая нужно остановиться на электромоторе, ближайшем к необходимому в 1,5 л. с.

Если винтовой вентилятор работает при противодавлении или создавая разрежение перед ним, т. е. если с обеих сторон вентилятора при его работе создается разность давлений в $h_{ст.}$ мм вод. столба, то расход энергии определяется по формуле:

$$N = \frac{(h_{ск.} + h_{ст.}) \times L_{сек.}}{\mu \times 75} \quad (12)$$

Величина μ в случае, если $h_{ст.}$ не превышает $h_{ст.} = U^2 \cdot 0,01$, остается для вентилятора Сирокко № 6 равной 0,4.

Пример. Определить расход энергии, затрачиваемой вентилятором № 6 при $n = 625$ и при нормальном противодавлении.

Величина $h_{см}$, может быть определена из формулы $h_{см} = U^2 \times 0,01$, где $U = \pi \cdot D \frac{n}{60}$, где $\frac{n}{60}$ — число оборотов в 1 секунду.

В таблице 13' находим для № 6 $\pi \cdot D = 2,394$, следовательно:

$$U = \frac{2,394 \times 625}{60} = 25; 25^2 \times 0,01 = 625 \times 0,01 = 6,25 \text{ мм вод. ст.}$$

Объем воздуха, доставляемого вентилятором при нормальном противодавлении, как мы знаем, равен 0,66 от объема доставляемого им при том же числе оборотов, но при свободном движении воздуха. Последняя величина была определена и равнялась 4,51 м³ в 1 сек., следовательно:

$$L_{сек.} = 4,51 \times 0,66 = \approx 3 \text{ м}^3 \text{ в 1 секунду.}$$

Средняя скорость движения воздуха в обод вентилятора: $v = 0,66 \times 10 = 6,6 \text{ м/сек.}$ Величина 10 соответствует скорости в обод вентилятора при свободном движении воздуха.

$$h_{ск.} = \frac{6,6^2 \times 1,2}{19,6} = \approx 2,6 \text{ мм водяного столба;}$$

$$\mu = 0,25 \div 0,025 \times 6 = 0,4.$$

Следовательно:

$$N = \frac{(2,6 + 6,25) \times 3}{0,4 \times 75} = \approx 0,9 \text{ л. с.}$$

Из приведенного примера видим, что работа вентилятора не изменяется от того, что на пути движения воздуха при его проходе через обод существует нормальное противодавление. Оно увеличивает напор, создаваемый вентилятором, но уменьшает соответственно объем доставляемого воздуха. Следовательно, работа винтового вентилятора в пределах нормального противодавления зависит лишь от числа оборотов.

В таблице 13' указаны те предельные числа оборотов вентиляторов Сирокко, при которых окружная скорость не прерывает 25 м/сек. и $h_{max} = 6,25 \text{ мм вод. столба.}$ При ином $h_{см}$ имеем:

$$h_{см.} = U_1^2 \times 0,01 = (\pi D n')^2 \times 0,01;$$

где n' — число оборотов вентилятора при иной окружной скорости.

Разделяя это уравнение на $h_{max} = U^2 \times 0,01 = (\pi D \cdot n)^2 \times 0,01$, получим: $\frac{h_{см.}}{h_{max}} = \frac{n_1^2}{n^2}$, откуда $n' = n \cdot \frac{\sqrt{h_1}}{\sqrt{h}}$, но $h = 6,25$ и $\sqrt{h} = 2,5$; следовательно:

$$n' = n \cdot \frac{\sqrt{h_1}}{2,5}.$$

Пользуясь выражением n' и таблицами 13 и 13' можно без труда подыскать требуемый вентилятор.

Пример. Дано: $L = 36\,000$ и $h_{см.} = 6 \text{ мм.}$ Нужно найти соответствующий винтовой вентилятор Сирокко.

Пользуясь таблицами 13 и 13' и предельными скоростями бесшумности вентилятора, относящимися к $h = 6,25$ и тем более являющимися предельными для $h = 6 \text{ мм.}$ видим, что единственным подходящим по производительности № является № 11. Правда

№ 10 доставляет 36 000 м³, но при $n = 450$, тогда как для него $n_{\text{мин}} = 380$. Итак останавливаемся на № 11.

Требуемое число оборотов $n' = n \cdot \frac{\sqrt{h}}{2,5}$, $h = 6$ мм; следовательно:

$$n' = 340 \cdot \frac{2,45}{2,5} = 340 \times 0,98 = 333.$$

При $n' = 333$ и $L_0' = 106,72$, $L_{\text{час.}} = 106,72 \times 333 = 35\,426$, что несколько меньше 36 000. Для доставления всего необходимого объема воздуха следует вентилятору придать:

$$36\,000 : 106,72 = 337 \text{ об. мин.}$$

Пример 2. Подобрать вентилятор и мотор к нему для доставления в 1 час 25 000 м³ воздуха при $h_{\text{ст.}} = 10$ мм вод. столба.

Сравнивая с вентилятором при $h_{\text{ст.}} = 6,25$, имеем:

$$n' = n \cdot \frac{\sqrt{h}}{2,5} = n \cdot \frac{3,16}{2,5} = n \cdot 1,264.$$

В таблице 13 находим, что ближайший № вентилятора, доставляющий 25 000 м³ в 1 час, является № 8. Число оборотов должно в этом случае заключаться между 600 и 650.

Для достижения напора в 10 мм $n' = 480 \times 1,264 = 605$, что указывает на соответствие № 8 требуемым условиям. Для доставления 25 000 м³ с помощью № 8 ему нужно придать:

$$25\,000 : 40,88 = 611 \text{ оборотов.}$$

$$v = \frac{25\,000}{3600 \times 0,810} = \frac{25\,000}{2900} = 8,62 \text{ м/сек.}$$

$$h_{\text{ск.}} = \frac{8,62^2 \times 1,2}{19,6} = 4,55 \text{ мм вод. столба.}$$

$$N = \frac{(4,55 + 10) \times 7}{0,4 \times 75} = 3,39 \text{ л. с.}$$

$$\text{Мотор } 3,39 \times 1,5 = 5,08 \approx 5 \text{ л. с.}$$

При необходимости пользоваться значительными напорами при бесшумности действия следует применять центробежные вентиляторы, обладающие более высоким коэффициентом полезного действия, чем винтовые.

Вращающийся рабочий орган центробежного вентилятора состоит из барабана в виде цилиндра или усеченного конуса, снабженного прямыми или изогнутыми лопатками, придающими воздуху значительную скорость в перпендикулярном направлении к оси вентилятора.

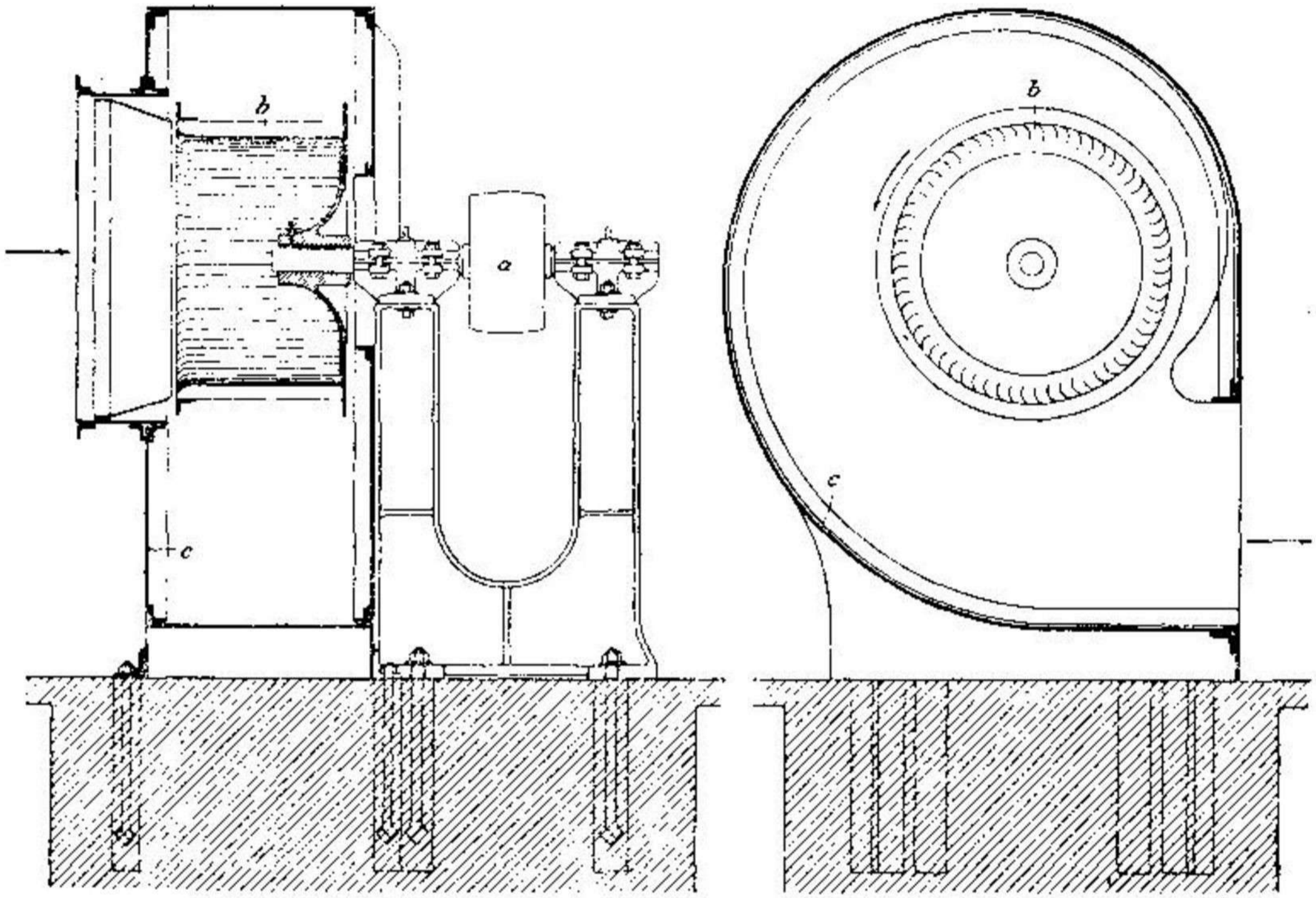
На фиг. 25 изображен наиболее распространенный центробежный вентилятор системы „Сирокко“. Колесо вентилятора b помещено в кожухе c , направляющем воздух с минимальными сопротивлениями в выпускное или „выхлопное“ отверстие вентилятора.

Колесо помещено на чугунной станине, снабженной подшипниками с надежной смазкой; оно приводится в движение или с помощью приводного ремня, для чего служит шкив a , или непосредственно от мотора, сидящего на одном валу с колесом.

Весь воздух, пропускаемый через вентилятор, проходит через лопасти колеса с одной и той же скоростью, соответствующей скорости

на окружности последнего. Вследствие этого центробежные вентиляторы не имеют тех недостатков, которые свойственны винтовым вентиляторам; в них нет частичного возврата воздуха через ближайшие к оси части крыльев вентилятора.

Центробежные вентиляторы способны перемещать большие объемы воздуха при значительных разностях давлений воздуха во всасывающем и нагнетательном отверстиях вентилятора — при относительно высоком коэффициенте полезного действия.



Фиг. 25.

Коэффициент полезного действия есть отношение величины работы, необходимой для придания перемещаемому вентилятором объему воздуха требуемого напора к величине той работы, которая фактически потребляется вентилятором для той же цели. Для измерения величины работы в лошадиных силах, принимая 1 л. с. = 75 кгм в 1 секунду, имеем:

$$N = \frac{L \times h}{75(1 + \alpha t)}, \quad (13)$$

где $\frac{L}{1 + \alpha t}$ — объем воздуха, перемещаемого в 1 секунду вентилятором, приведенный к 0° , h — высота напора, выраженная в мм водяного столба, или, что одно и то же, давление на 1 м^2 в кг. Произведение $\frac{L}{1 + \alpha t} \cdot h$ выражает собой работу поднятия h кг на высоту $\frac{L}{1 + \alpha t}$ м в 1 секунду.

N есть работа теоретически необходимая для доставления в 1 секунду L кг воздуха при напоре h мм водяного столба, выраженная в так называемых метрических лошадиных силах, которые обозначаются л. с. Иногда величину работы измеряют так называемыми английскими лошадиными силами, равными 76 кгм в 1 секунду, обозначаемыми знаком P .

Величина h выражает собой весь напор, создаваемый вентилятором, т. е. $h = h_{ск.} + h_{ст.}$. Под $h_{ск.}$ подразумевается тот скоростной напор, который соответствует скорости выхода воздуха из выхлопного отверстия вентилятора, т. е.

$$h_{ск.} = \frac{v^2 \cdot 1,293}{2g(1 + at)}$$

$h_{ст.}$ выражает собой тот статический напор, который создается вентилятором и которым обладает воздух, вышедший из его выхлопного отверстия.

Если через N' мы обозначим действительно затраченную работу двигателя на приведение в движение вентилятора и доставление L м³ воздуха при суммарном напоре h мм водяного столба, то $\frac{N'}{N} = \eta$, где η есть величина коэффициента полезного действия, но

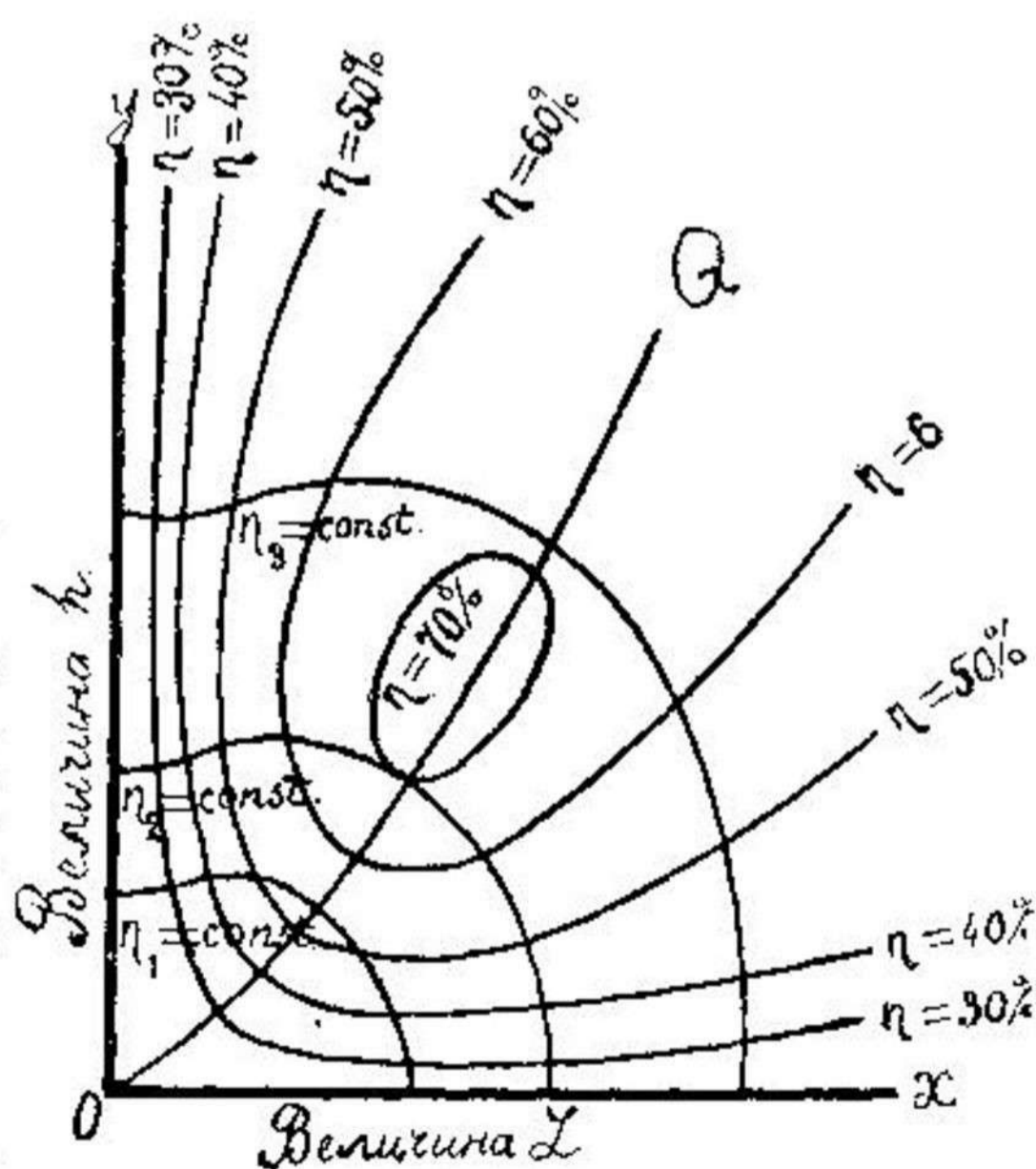
$$N' = \frac{N}{\eta} = \frac{L \times h}{75(1 + at)\eta} \quad (14)$$

Величина η непостоянна. Она меняется в очень широких пределах в зависимости от числа оборотов, объема доставляемого воздуха и создаваемого напора.

На фиг. 26 изображены кривые изменения величины η при постоянных числах оборотов, но при этих изменяющихся L и h . Из рассмотрения кривых видим, что для достижения высокого коэффициента полезного действия вентилятора требуется придать вентилятору не менее определенного числа оборотов, создавая напор, ограниченный определенными пределами и доставляя при этом напоре объем воздуха, ограниченный также определенными пределами.

Линия OQ представляет собой геометрическое место максимумов коэффициента полезного действия данного вентилятора.

Таблица (14) дает представление о производительности центробежных вентиляторов Сирокко при различных числах оборотов и



Фиг. 26.

различных создаваемых напорах. В ней указаны величины F -площадей выхлопных отверстий в переходных патрубках вентиляторов. Круглыми переходными патрубками снабжены первые номера вентиляторов, до 7-го включительно, причем диаметры круглых отверстий патрубков равны диаметрам крыльчатых колес соответствующих вентиляторов. Начиная с 8-го номера, применяются квадратные патрубки при тех же площадях выхлопных отверстий по отношению к диаметрам их колес, что и в более мелких номерах вентиляторов.

Пользуясь таблицей 14, можно подбирать вентиляторы для доставки определенных обменов при необходимых напорах. Если требуемый обмен и требуемый напор находятся непосредственно в таблице, то, принимая указанное в ней число оборотов, получаем непосредственный ответ.

Пример. Подобрать вентилятор для доставления $15\,000\text{ м}^3$ при суммарном напоре $35,5\text{ мм вод. столба}$.

Суммарный напор превышает статический в среднем на 42% , причем в отдельных случаях могут быть отклонения от величины этого превышения. Итак, в среднем статический напор, создаваемый искомым вентилятором, должен равняться: $35,5 : 1,42 = 25\text{ мм вод. ст.}$

В столбце $h_{ст.} = 25\text{ мм}$ находим $L = 15\,120$, что настолько близко подходит к заданию, что на ней можно остановиться и принять для данного случая вентилятор № 5. При 500 оборотах в минуту этот вентилятор, создавая статический напор в 25 мм вод. столба , создает скоростной напор $h_{ск.} = 10,5\text{ мм}$, что совпадает с заданием.

Число оборотов, которое нужно придать вентилятору, может быть определено или по создаваемому им суммарному напору, или по объему доставляемого вентилятором воздуха.

В первом случае можно пользоваться для вентиляторов Сирокко эмпирической формулой $n = 53 \sqrt{\frac{h_{сум.}}{D}}$ (15), где D — диаметр принятого вентилятора. Во втором случае может быть применена другая эмпирическая формула:

$$n' = \frac{L_{час.}}{120 \cdot D^3} \quad (16)$$

При надлежащем подборе вентилятора $n = n'$. Если этого равенства нет, то вентилятор не вполне соответствует данным условиям и хотя при нем может быть достигнут желаемый эффект, принимая для числа оборотов промежуточную величину между n и n' , но вентилятор работает в этом случае с пониженным коэффициентом полезного действия. При $n = n'$ для вентиляторов Сирокко местного изделия величина коэффициента полезного действия вентилятора может быть принята равной $\mu = 0,3 + 0,025 \times \text{№}$, где № есть величина номера вентилятора.

Если $n \neq n'$, то величина

$$\mu' = \mu \times \frac{n}{n'} \quad (17)$$

или

$$\mu = \mu' \cdot \frac{n'}{n},$$

причем $\frac{n}{n'}$ или $\frac{n'}{n}$ меньше 1.

Пример. Какое число оборотов нужно придать вентилятору № 5 для доставления им 15 000 м³ при суммарном напоре 35,5 мм вод. столба?

Для создания напора требуется придать вентилятору число оборотов в 1 минуту $n = 53 \cdot \frac{\sqrt{h}}{D}$. В нашем случае $h = 35,5$ и $D = 0,635$. Вставляя эти величины в выражение n , получаем:

$$n = 53 \cdot \frac{\sqrt{35,5}}{0,635} = 53 \cdot \frac{5,95}{0,635} = \frac{315,35}{0,635} \approx 500.$$

Для доставления вентилятором № 5 объема воздуха 15 000 м³ нужно дать вентилятору число оборотов:

$$n' = \frac{L}{120 \cdot D^3} = \frac{15\,000}{120 \times 0,635^3} = \frac{15\,000}{120 \times 0,256} \approx 500.$$

Итак, в нашем случае $n = n' = 500$ и $\mu = 0,3 + 0,025 \times 5 = 0,3 + 0,125 = 0,425$.

При полном соответствии между напором и объемом воздуха, как это приведено в примере, $n = n'$; вставляя вместо n и n' их выражения, имеем:

$$53 \frac{\sqrt{h}}{D} = \frac{L}{120 \cdot D^3}, \text{ откуда}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,001 L}{6,36 \sqrt{h}}} \quad (18)$$

Пользуясь уравнением 18, можно определить диаметр вентилятора при данных L и h .

Пример. Определить диаметр колеса вентилятора Сирокко при $L = 72\,000$ и $h = 81$, и определить расход энергии им затрачиваемой.

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,001 \cdot L}{6,36 \sqrt{h}}} = \sqrt[3]{\frac{72}{6,36 \times 9}} = \sqrt[3]{\frac{72}{57,24}} = \sqrt[3]{1,258} = 1,12 \text{ м.}$$

Наиболее подходящим номером вентилятора по таблице 14 является № 9, имеющий $D = 1,143$.

Вследствие неполного соответствия этого номера с требуемым диаметром, мы предвидим, что при нем n не может быть равен n'

$$n = 53 \frac{\sqrt{h}}{D} = 53 \cdot \frac{9}{1,143} = \frac{477}{1,143} \approx 417$$

$$n' = \frac{72\,000}{120 \times 1,143^3} = \frac{72\,000}{120 \times 1,49} = \frac{72\,000}{179} \approx 402$$

$$\mu = 0,3 + 0,025 \times 9 = 0,3 + 0,225 = 0,525$$

$$\mu' = 0,525 \times \frac{402}{417} = 0,525 \times 0,96 = 0,50$$

$$N = \frac{(72\,000 : 3\,600) \times 81}{0,50 \times 75} = \frac{20 \times 81}{37,5} \approx 43 \text{ л. с.}$$

Для определения числа оборотов вентилятора можно исходить из следующих рассуждений. Если мы увеличим число оборотов вентилятора вдвое, то объем доставляемого воздуха увеличится тоже вдвое, создаваемый же им напор увеличится в 8 раз, т. е. в 2³ раза.

Итак, $N:N' = n^3:n'^3$, т. е. расход энергии, затрачиваемой данным вентилятором, пропорционален кубу числа оборотов. Вставляя вместо n и n' их выражения, получаем:

$$\frac{L_{\text{сек.}} \times h}{\mu \times 75} : \frac{L'_{\text{сек.}} \times h'}{\mu \times 75} = n^3 : n'^3, \quad \frac{L_{\text{сек.}} \times h}{L'_{\text{сек.}} \times h'} = \frac{n^3}{n'^3},$$

откуда

$$n^3 = n'^3 \frac{L_{\text{сек.}} \times h}{L'_{\text{сек.}} \times h'}$$

$$n = n' \sqrt[3]{\frac{L_{\text{сек.}} \times h}{L'_{\text{сек.}} \times h'}} = n' \sqrt[3]{\frac{L \times h}{L' \times h'}}. \quad (19)$$

Пример. Определить число оборотов вентилятора № 9 при $L = 72\,000$ и $h = 81$.

В таблице 14 для № 9, подбирая более подходящие величины, имеем для $L = 73\,054$ и $h = 51 + 22,9 = 73,9$; $n = 400$.

$$n' = 400 \sqrt[3]{\frac{73\,054 \times 73,9}{72\,000 \times 81}} = 400 \sqrt[3]{0,925} = 400 \times 0,974 = 389.$$

При подборе электромотора для центробежного вентилятора нужно всегда задаваться определенным запасом, основываясь на том, что неполная нагрузка электромотора в пределах 0,75 его полной нагрузки почти не снижает его коэффициента полезного действия, между тем как некоторая перегрузка вызывает нагревание электромотора, вследствие чего непрерывная его работа делается невозможной. Исходя из этих соображений, при подборе электромотора следует задаваться его мощностью в $\frac{N}{0,75}$, где N — расход энергии вентилятора.

5. Приточные каналы.

Вентиляционный воздух, получивши в вентиляционной камере все необходимые свойства, разводится в помещении с помощью каналов. В этих каналах, называемых приточными, воздух теряет часть того напора, который он получил от вентилятора, если таковой имеется на его пути, или который он имеет вследствие его меньшего удельного веса по сравнению с воздухом внешним.

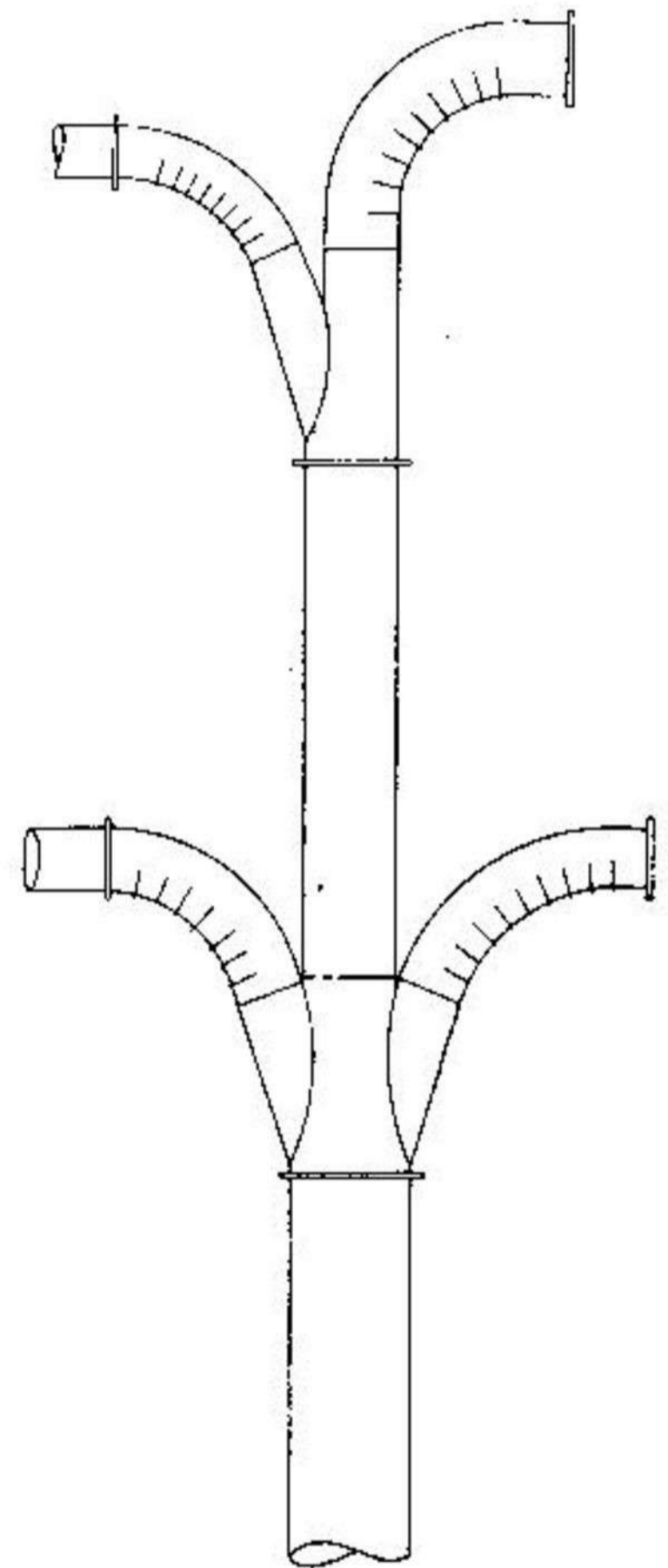
Теряя напор, вентиляционный воздух не должен терять в приточных каналах своих первоначальных свойств, т. е. он не должен менять своей температуры, влажности, чистоты, запыленности. Вообще он должен доставляться в помещение таким же, каким он покинул вентиляционную камеру. Достичь этих условий можно лишь в том случае, если приточный канал вполне герметичен и если материал его стенок совершенно не влияет на протекающий в нем воздух. Этим требованиям отвечают металлические каналы, а наиболее употребительными из

металлических каналов являются железные оцинкованные (фиг. 27). Железные листы, из которых делаются эти каналы, придают их конструкции достаточную прочность при относительной дешевизне, а оцинковка предохраняет поверхности листов от влияния ржавчины.

Металлические стенки вентиляционных каналов, особенно при круглой или квадратной их форме, обладают, как мы увидим впоследствии, наименьшим сопротивлением при протекании в них воздуха. Благодаря этому, а также вследствие их непроницаемости можно развивать в металлических приточных каналах весьма значительные скорости движения воздуха при соответственно повышенных напорах.

Металлические вентиляционные каналы имеют широкое распространение в Соединенных Штатах Северной Америки, где они применяются не только для вентиляции промышленных зданий, но и для зданий общественных и жилых. В нашей вентиляционной практике, где применение вентиляторов для создания напоров в вентиляционных системах не всегда возможно, широкое пользование металлическими воздуховодами ограничивается главнейшим образом промышленными зданиями и отчасти они применяются в зданиях общественных.

В вентиляционных системах, действие которых основано на разности температур, без применения вентиляторов, каналы для разведения приточного воздуха по помещениям состоят из каналов горизонтальных, проложенных большей частью под потолками того этажа, в котором помещена вентиляционная камера, и вертикальных, заложенных в толще капитальных стен, или приставных пилястрах. Благодаря малому напору, создаваемому разностью температур, скорость движения воздуха в горизонтальных каналах обычно принимается не выше 0,5 метра в секунду. При перемещении больших объемов воздуха в горизонтальных каналах при малых скоростях их сечения достигают больших размеров, вследствие чего эти каналы получают вид коридоров, которые в этом случае делаются доступными для прохода по ним. Доступность приточных каналов дает возможность поддерживать их в должной чистоте, а также облегчает регулирование притока воздуха в отдельные вертикальные каналы, доставляющие воздух в помещения.



Фиг. 27.

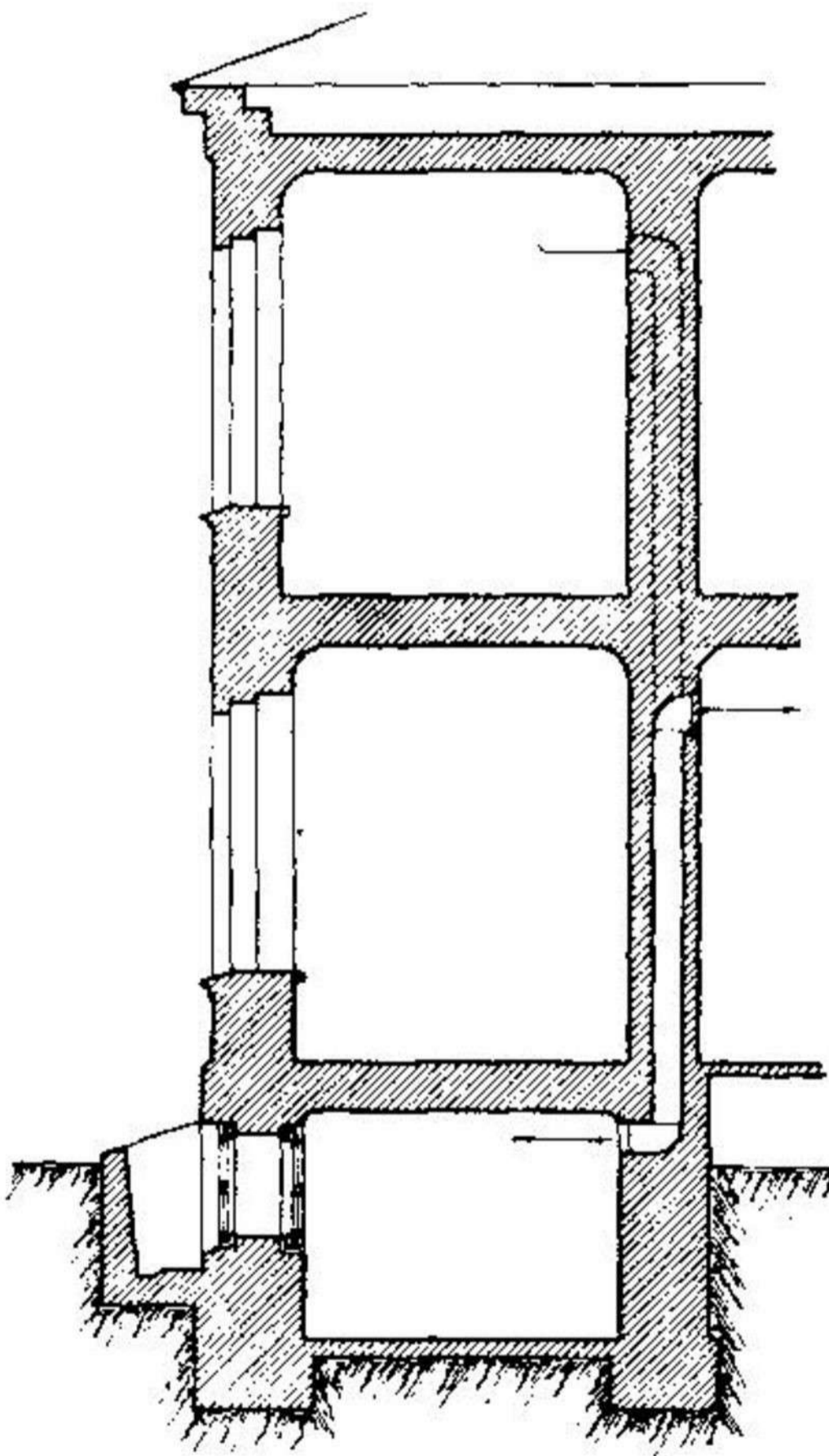
Придавая вентиляционному разводящему каналу вид коридора, обычно не руководствуются созданием определенных скоростей протекающего в них воздуха, а используют существующие капитальные стены, ограничивающие коридоры в верхнем этаже.

Вентиляционным коридорам придают высоту не менее 2-х метров, снабжают их, если это возможно, окнами с плотными двойными рамами, их стены и своды тщательно отштукатуриваются и окрашиваются масляной краской, а полы делаются цементными или плиточными, приспособленными для удобного мытья

(фиг. 28).

Входы в вентиляционные коридоры должны быть снабжены герметическими дверьми, недоступными для входа лиц, несущих ответственности за действие вентиляции и за полную чистоту всех ее частей.

Вертикальные каналы, доставляющие воздух из вентиляционных коридоров или из горизонтальных каналов в помещения, прокладываются большей частью во внутренних капитальных стенах во время их кладки. Для достижения особой гладкости, чистоты и правильности этих каналов их иногда снабжают внутренней облицовкой или оштукатуркой. В первом случае служат гончарные обливные внутри трубы, наращиваемые одна на другую при кладке стен. Таким образом создается внутри стены гладкий и достаточно правильный, большей частью круглый



Фиг. 28.

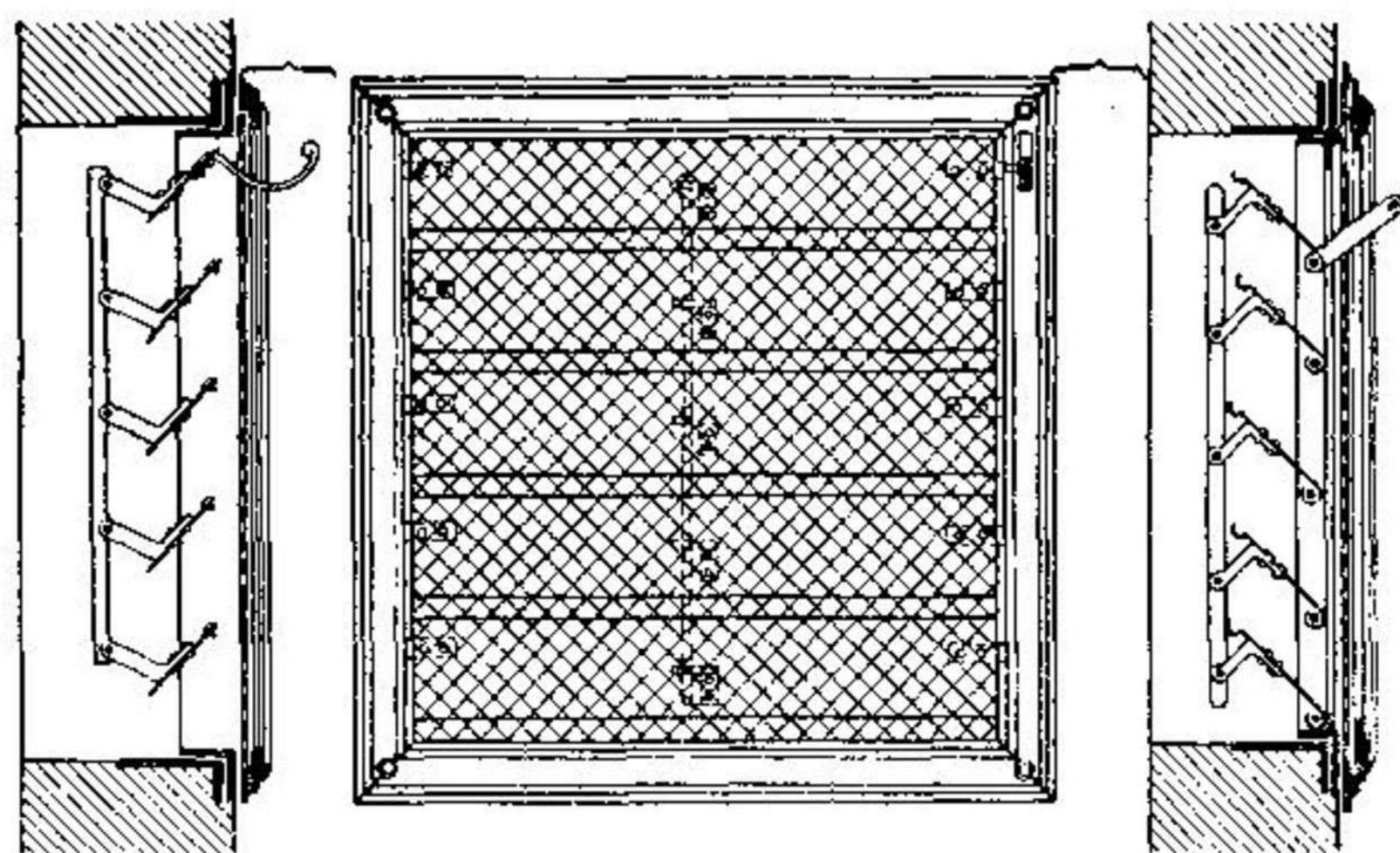
по сечению канал, создающий малые сопротивления движению воздуха и хорошие условия для очистки такого канала путем протирания.

Но такие каналы обладают следующими недостатками: а) они дороги, б) их сечение ограничено немногими сортами, имеющихся на рынке гончарных труб, в) внешний диаметр гончарных труб, особенно в местах их муфтовых соединений, слишком велик, вследствие чего затруднена и ослаблена кирпичная кладка стен и нарушена перевязь кирпичей.

Гончарные трубы иногда заменяются железными оцинкованными, предпочтительно круглого сечения. Такие трубы заделываются в кладку при ее возведении, причем трубы насаживаются одна на другую, а поперечные швы заклеиваются глетовой замазкой, состоящей из свинцового глета, растертого на глицерине.

Места перехода из вертикального канала в горизонтальный выпуск из стены выкладываются в кирпиче и тщательно оштукатуриваются после вставки металлической рамки, к которой впоследствии укрепляется приточный клапан. Перед оштукатуркой выпускного места отверстие вертикального канала временно затыкается деревянной пробкой, устраняющей загрязнение металлического канала.

Таким же образом обделываются места ввода вентиляционного воздуха в приточный вентиляционный канал, но отверстия последнего в этом случае временно не закрываются, так как в этом нет надобности, а заделываемая во входном отверстии рамка снабжается задвижкой для регулирования притока воздуха в канал.



Фиг. 29.

Входное отверстие лучше оштукатуривать цементным раствором, что позволяет промывать канал при его очистке.

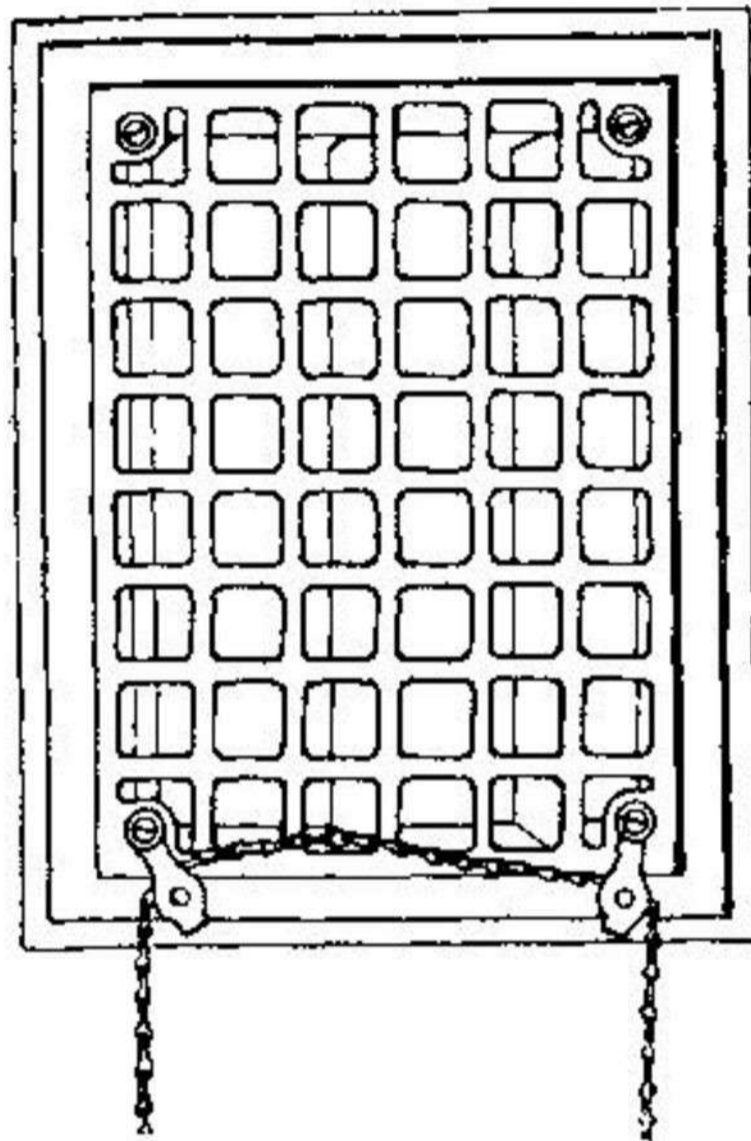
При крупных вертикальных каналах, выкладываемых в кирпичных стенах, следует применять шаблоны, точно определяющие его сечение, и по возведении кладки на высоту шаблона — временно вынимать его, оштукатуривая свежую кирпичную кладку цементным раствором.

При небольших по сечению каналах такая внутренняя оштукатурка невозможна, поэтому ее иногда заменяют тем, что самый шаблон тщательно обтягивают листовым оцинкованным железом и заливают промежутки между кладкой и шаблоном раствором.

Хотя это и не придает стенкам каналов той гладкости, которая может быть достигнута их оштукатуркой, но зато вентиляционный канал получает совершенно правильную форму и строго определенный размер.

Выпускные отверстия приточных каналов снабжаются клапанами с внешней их стороны. Назначение приточных клапанов: а) придать отверстию в стене внешний вид, отвечающий общей отделке помещения; б) дать возможность прекращать приток вентиляционного воздуха, когда в нем минует необходимость.

Для выполнения первого требования приточный клапан снабжается решеткой с рамкой, а для второго—за решеткой помещается клапан в виде подвижного жалюзи или иной формы. Клапан приводится в дви-



Фиг. 30.

0,75—0,85 м/сек., что дает скорость в клапане в пределах 0,85—1,0 м/сек. Последняя скорость относится не к просветам решетки, а к внутреннему размеру клапана.

жжение выступающим за рамку рычагом, снабженным цепочкой или шнурком (фиг. 29). Для устранения разнообразия во внешнем виде клапанов Северо-американские соединенные штаты ввели у себя стандартный тип, получивший самое широкое распространение в Европе и у нас (фиг. 30).

Вентиляционный клапан должен вставляться в металлическую рамку, заделанную в стену, и должен легко выниматься из этой рамки в случае просмотра и очистки канала или в случае ремонта клапана.

Площадь просвета рамки принимается обычно бóльшая, чем сечение приточного канала. Скорость движения воздуха в просвете рамки колеблется между

6. Вентиляция неподогретым воздухом.

При наличии в помещении временных тепловых источников, избыточно повышающих его температуру, представляется возможным пользоваться вентиляцией без искусственного подогрева наружного воздуха.

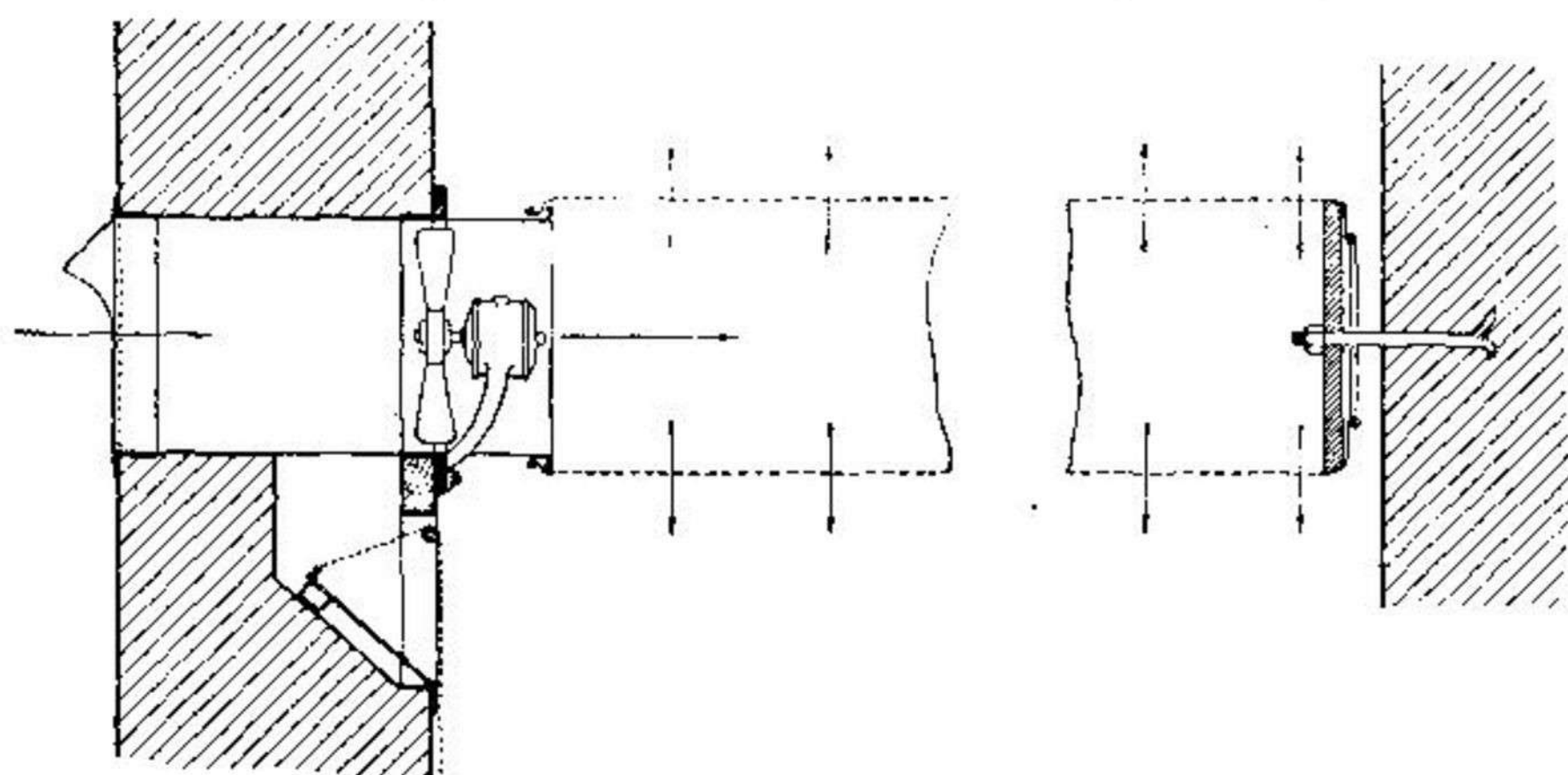
Холодный наружный воздух, притекая с небольшой скоростью, стремится, в силу своего большого удельного веса по отношению к воздуху помещения, спуститься вниз, создавая тем невозможные условия пребывания в этом холодном местном потоке. В то же время в остальных частях помещения, где этот охлаждающий поток не произвел какого-либо действия, остается повышенная температура.

Для наилучшего выравнивания температуры в помещении необходимо возможно равномернее распределить холодный воздух в теплом, причем это смешение нужно производить выше зоны пребывания в по-

помещении, чтобы в эту зону мог попадать воздух уже хорошо перемешавшийся, с постоянной температурой, приятной для присутствующих.

Введение холодного воздуха мелкими струями увеличивает поверхность смешения.

Смешение улучшается еще более, если мелкие струи холодного воздуха вводятся горизонтально и с большой скоростью. В этом случае, благодаря большим скоростям ввода воздуха, его струи проникают далеко внутрь помещения, увлекая с собой наиболее нагретый воздух из верхних его слоев. Таким образом создается весьма совершенное перемешивание наружного воздуха с внутренним и получаемая при этом смесь имеет совершенно определенное направление в своем движении. Если токи смешанного прохладного воздуха направлены в сторону слушателей аудитории или зрителей кинематографа, то температура вводимого воздуха может отличаться в первом случае на 10, а во



Фиг. 31.

втором на 15 от температуры помещения без ощущения неприятных сквозняков.

Наиболее усовершенствованный способ распределения холодного наружного воздуха в теплом воздухе помещения достигается с помощью матерчатых распределительных рукавов.

Такой рукав представляет собой длинный цилиндрический мешок, один конец которого обхватывает обод винтового вентилятора, а другой заглушен (фиг. 31). Под напором вентилятора наружный воздух продавливается через скважины мешка в виде тонких струй, выходящих с умеренной скоростью. На один квадратный метр ткани принимается до 300 куб. метров воздуха, доставляемого вентилятором в один час. Принимая площадь скважин равной 10% от площади ткани, получим на 1 кв. метр ткани 0,1 кв. метра просветов, что даст скорость истечения воздуха через скважины $v = 0,83$ м/сек. При данной конструкции наружный воздух распределяется совершенно равномерно во все стороны, создавая вокруг распределительного ру-

кава толстый слой смешанного прохладного воздуха. Этот слой не имеет стремления направляться в какую-либо сторону от рукава, но пониженная его температура заставляет прохладный воздух спускаться вниз. Этому движению препятствуют восходящие токи от тех тепловых источников, которые расположены под рукавом. Все эти условия обеспечивают весьма совершенное перемешивание холодного воздуха с теплым, устраняя заметное влияние на самочувствие присутствующих даже при очень низких температурах наружного воздуха. По имеющимся опытным данным можно пользоваться распределительными рукавами без заметного влияния на самочувствие при температуре наружного воздуха до -10°C и лишь при более низких внешних температурах начинали обнаруживаться заметные холодные токи. Из этого примера, однако, еще не следует, что во всех случаях можно пользоваться вводом холодного воздуха до -10° включительно, так как мы уже знаем, что для устранения его влияния на присутствующих необходимо, чтобы распределительный рукав был расположен над местом восходящих теплых токов.

В случае пользования распределительными рукавами при изменяющихся количествах тепла, доставляемых тепловыми источниками, необходимо регулировать температуру вводимого воздуха для устранения заметных холодных токов при пониженном тепловыделении. С этой целью перед вентилятором устанавливается смешивательный клапан, позволяющий к холодному наружному воздуху примешивать теплый внутренний для получения смеси желаемой температуры. Температура эта не должна быть ниже -2° , -3° так как в противном случае внутри распределительного рукава может образоваться иней, осаждающийся на внутренней поверхности ткани. По прекращении притока холодного воздуха, скопившийся иней будет таять, образуя капли на смоченной ткани; при более высоких температурах доставляемого воздуха в рукаве образуется не иней, а туман, проходящий вместе с воздухом через ткань и растворяющийся в теплом воздухе помещения. Хотя ткань и увлажняется при протекании через нее туманного воздуха, но ее скважистость не уменьшается, а по окончании действия притока ткань быстро просыхает в теплом воздухе.

На холодной внешней поверхности распределительного рукава не наблюдается конденсации пара, растворенного в воздухе помещения, так как токи холодного воздуха, проникающего через поры ткани, не позволяют тепловому воздуху непосредственно соприкоснуться с поверхностью ткани.

Фильтрация воздуха через ткань распределительного рукава вызывает сопротивление около 2-х миллиметров водяного столба, что требует применение вентиляторов для преодоления этого сопротивления, кроме того, внешний вид распределительных рукавов позволяет применять их лишь там, где внешний вид вообще не играет особой роли

при достижении санитарных требований. В зданиях промышленного характера распределительные рукава вполне рациональны и уместны, но в общественных и жилых зданиях их распространение затруднено по вышеуказанной причине. Попытки согласовать конструкцию распределительных рукавов с архитектурными требованиями не достигали цели, и мы видим, что там, где подобная система вентиляции была выполнена в жилых и общественных зданиях, она просуществовала недолго.

Начало применения распределительных рукавов под названием „фильтров-распределителей“ было положено инженером Тимоховичем, широко пропагандировавшим вентиляцию неподогретым воздухом.

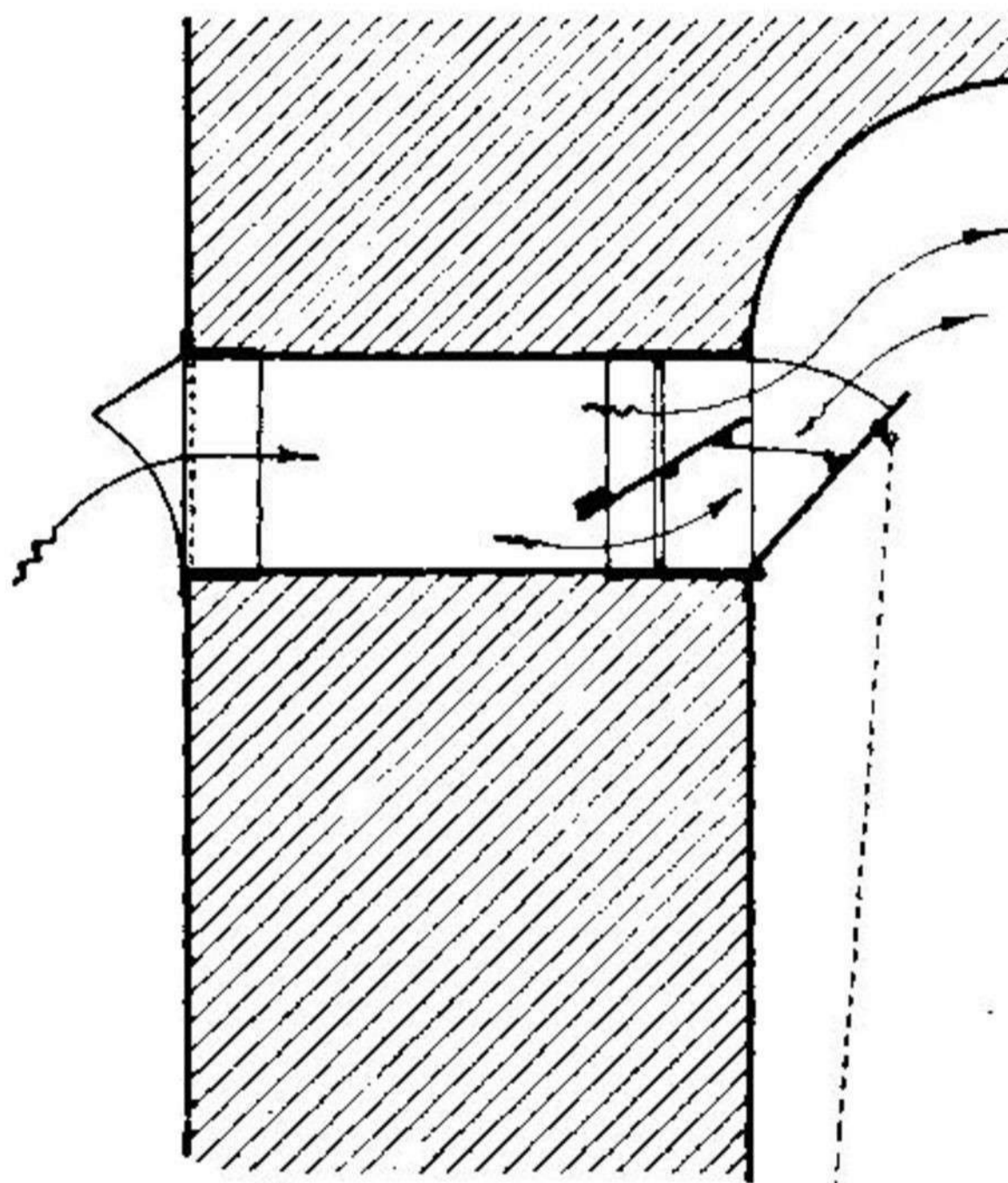
В связи с тем небрежным отношением к устройству, а главным образом к эксплуатации вентиляционных систем, которые в ту пору наблюдались, да отчасти продолжают наблюдаться и в настоящее время, пропаганда Тимоховича имела успех и вызвала очень полезное для оздоровления вентиляционной практики течение в сферах врачебных и технических. Если „фильтры-распределители“ Тимоховича не удержались и не распространились, то это вызвано, с одной стороны, стремлением согласовать их с архитектурными формами, а с другой, вследствие не вполне ясного представления о тех явлениях, которые имели место в этих фильтрах.

В жилых домах у нас часто применялись, и теперь еще применяются, стенные клапаны для притока наружного воздуха, заменяющие оконные форточки; пользование этими клапанами при благоприятном их расположении не ограничивается одним проветриванием комнат, как при оконных форточках, а является более продолжительным, связанным с периодом пользования помещением при избытке тепла в последнем. Направляющий козырек, которым снабжен стенной клапан, направляет холодный воздух вверх, благодаря чему увеличивается путь движения воздуха и улучшается его смешение с теплым (фиг. 32).

Ввод наружного воздуха через стенной клапан в помещение возможен лишь в том случае, если внешнее давление в уровне клапана будет больше внутреннего. Следовательно, для пользования притоком неподогретого воздуха без его нагнетания необходимо, чтобы нейтральная зона лежала у потолка или выше потолка вентилируемого помещения. При благоприятном ветре, создающем подпор с внешней стороны стенного клапана, приток наружного воздуха возможен и при более низком расположении нейтральной зоны. Но та же случайная причина может вызвать и обратное явление, что неизбежно отразится на стенном клапане, вызывая в нем обратное действие. При квартирах, имеющих окна в двух противоположных стенах, стенные клапаны работают, главным образом, не за счет высокого положения нейтральной зоны, а вследствие разности давлений, вызываемых ветром и со-

здающей сквозники в уровне клапанов. Такая случайная вентиляция в некоторых случаях удовлетворяет потребностям живущих в объединенной в одно целое квартире. В настоящее время при дроблении квартир на обособленные комнаты стенные клапаны в значительной степени потеряли свое значение.

Если для нормального действия стенных клапанов мы будем повышать положение нейтральной зоны путем усиления вытяжной вентиляции, то наряду с притоком наружного воздуха через клапаны мы не можем избежать случайных притоков через все те места, которые расположены ниже нейтральной зоны, особенно близ пола, где разность давлений является наибольшей. Благодаря этому обычно наблюдается присос



Фиг. 32.

дается присос воздуха в квартире через черные лестницы и кухни, что отнюдь не способствует улучшению воздуха в помещениях.

Если стеной клапан был снабжен „фильтром-распределителем“ Тимоховича, то для доставления наружного воздуха через последний требовался весьма значительный добавочный напор с внешней стороны или разрежение в помещении. Следовательно, все вышеуказанные явления, имеющие место при стенных клапанах, лишь усиливают свое неблагоприятное влияние при введении добавочных сопроти-

влений в виде распределительных рукавов, а тем более „фильтров-распределителей“. Если тем не менее „фильтр-распределитель“ оказывал свое освежающее действие и при отсутствии требуемых условий для притока наружного воздуха, то оно объясняется тем, что в самом фильтре под влиянием разности температур создавалась циркуляция наружного воздуха, охлаждающая его поверхность, что со своей стороны вызывало циркуляцию внутреннего воздуха с понижением его температуры. При избытке тепла в помещении такое движение воздуха оказывает освежающее влияние на присутствующих, создавая у них впечатление притока свежего воздуха.

С введением вентиляторного побуждения в „фильтрах-распределителях“ явилась возможность получить уверенное их действие, но пер-

вое их неудобство, связанное с их внешним видом, осталось в силе и послужило препятствием к их широкому применению в общественных зданиях. Кроме того, необходимость пользоваться многими вентиляторами с неудобными местами их обслуживания, необходимость чистки фильтров и их замены создавала систему слишком сложную для эксплуатации, мало пригодную в обычных условиях.

Наиболее энергичный обмен воздуха в помещениях достигается при открывании окон или оконных фромуг с противоположных сторон здания с образованием сквозняков в помещениях, такой обмен придает особое оживляющее действие комнатному воздуху после его проветривания, которого нельзя достичь искусственной вентиляцией. Массовая энергичная смена воздуха, вызываемая сквозняком, уносит много пыли из помещения, значительно снижает его температуру и абсолютную влажность, не успев, однако, понизить температуру всех ограждений и предметов обстановки. Все это вместе и придает комнатному воздуху после проветривания совершенно иное влияние на самочувствие, чем то, которое создается при постоянной и равномерной смене комнатного воздуха с его заменой наружным после его подогрева.

Проветривание помещения всегда полезно производить после их уборки, когда в воздухе особенно много пыли. Оно рекомендуется и при наличии искусственной вентиляции, а тем более в случае ее отсутствия. Чем быстрее достигается смена воздуха при проветривании, тем совершеннее происходит очистка воздуха от пыли, табачного дыма, кухонных приготовлений и т. д.

На основании этого лучше всего пользоваться для проветривания помещений открыванием окон, а не форточек. Конечно, такое проветривание достигает вполне своей цели лишь при достаточности действия отопления с некоторыми избытками, покрывающими потери тепла после энергичной смены воздуха. Окна, служащие для проветривания, должны быть снабжены плотными затворами с применением резиновых или суконных прокладок, такое уплотнение должно достигаться лишь в зимних рамах, а не в летних, так как некоторая смена наружного воздуха в междурамном пространстве устраняет осаждение влаги на стеклах летних рам.

Б. ВЫТЯЖНАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ.

1. Отверстия для удаления испорченного воздуха из помещений.

Придерживаясь правила удалять испорченный воздух вблизи места его порчи, мы должны, сообразуясь с свойствами воздуха, приобретаемыми при его порче, наметить места наиболее рационального удаления испорченного воздуха из вентилируемых помещений.

Комнатный воздух, нагреваясь человеческим телом и воспринимая продукты его жизнедеятельности, делается легче окружающего воздуха,

вследствие чего стремится вверх. Перехватывая эти восходящие токи более нагретого и более испорченного воздуха раньше, чем он успеет смешиваться с остальной массой воздуха, можно создать наилучшие условия удаления испорченного воздуха. Но осуществить практически такой способ удаления в полной мере не представляется возможным даже и в том случае, если источник порчи — люди — находится на совершенно определенных местах. Препятствием к этому является то обстоятельство, что полное замещение извлекаемого воздуха чистым приточным возможно лишь при вводе снизу более холодного вентиляционного воздуха; но токи, при этом создаваемые, гораздо неприятнее влияют на самочувствие, чем несколько более испорченный воздух, но более равномерной температуры.

Чтобы более приблизиться к условию удаления наиболее испорченного воздуха, следует размещать вытяжные отверстия в верхних частях вентилируемых помещений ближе к местам, занятым людьми. Такое расположение способствует поддержанию более умеренной температуры в помещении в период скопления людей.

Но при отсутствии источников порчи и нагревания воздуха или при их незначительности, удаление наиболее нагретого воздуха из отапливаемого помещения невыгодно отражается на его температуре и на тепловом эффекте приборов отопления. Между тем, обмен воздуха в период прекращения многолюдного собрания или во все периоды малого пользования помещениями является необходимым. В этом случае на первый план выступает сохранение тепла, а не удаление воздуха вблизи места его порчи, тем более, что последнее иногда остается неопределенным, и удаление воздуха из таких помещений производится в их нижних частях.

Очень часто для удовлетворения всех условий пользования помещениями их снабжают и верхними и нижними вытяжными отверстиями, пользуясь первыми во время заполнения помещений, а вторыми — в остальное время. Иногда, совершенно ошибочно, верхние вытяжные отверстия называются летними, а нижние — зимними. Из всего уже сказанного видно, что такое название не соответствует прямому назначению этих вытяжных отверстий и периоду пользования ими.

При относительно небольшом и постоянном заполнении помещений людьми, вытяжная вентиляция может способствовать уменьшению неприятного охлаждающего влияния окон путем расположения вытяжных отверстий в подоконниках. В этом случае восходящие токи испорченного и более теплого воздуха, поднимаясь к потолку, отклоняются к наружным стенам и, спускаясь, вследствие охлаждения у поверхности оконной рамы, перехватываются в большей или меньшей степени вытяжными отверстиями в подоконнике. В больницах, санаториях и тому подобных зданиях вполне применим этот способ удаления испорченного воздуха. В курительных комнатах или помещениях, где много курят,

следует принимать во внимание, что табачный дым поднимается вверх лишь вследствие его более высокой температуры в момент его выделения, сам же по себе, при равенстве температур, он несколько тяжелее воздуха. Благодаря этому, в курительных комнатах наблюдается наибольшая задымленность на уровне 3—4 м от пола; выше этого уровня воздух значительно более прозрачен. Следовательно, в курительных комнатах, в пивных, ресторанах и в других помещениях с большим выделением табачного дыма, нужно располагать вытяжные отверстия на уровне 3—4 м от пола.

В кухнях, снабженных плитами, наблюдается слишком сильное повышение комнатной температуры при порче воздуха всеми кухонными испарениями. Для уменьшения влияния этих двух причин порчи воздуха над плитами устраивают зонты, соединенные в верхних частях с вытяжными приспособлениями.

Однако, весьма часто наблюдается, что при сильном выделении пара или продуктов пригорания жира, все эти выделения, поднимаясь столбом кверху, не успевают удаляться через вытяжное отверстие зонты и в значительной степени выбиваются в помещения.

Причина этого явления заключается в следующем. При значительных размерах вытяжного зонты над плитой, скорость движения воздуха у ее периметра ничтожно мала. Эта малая скорость движения комнатного воздуха под колпак не может предотвратить обратных токов сильно нагретого воздуха, поднимающегося над плитой со значительной скоростью под влиянием разности температур и под влиянием случайных токов, вызываемых сильным выделением паров и продуктов пригорания.

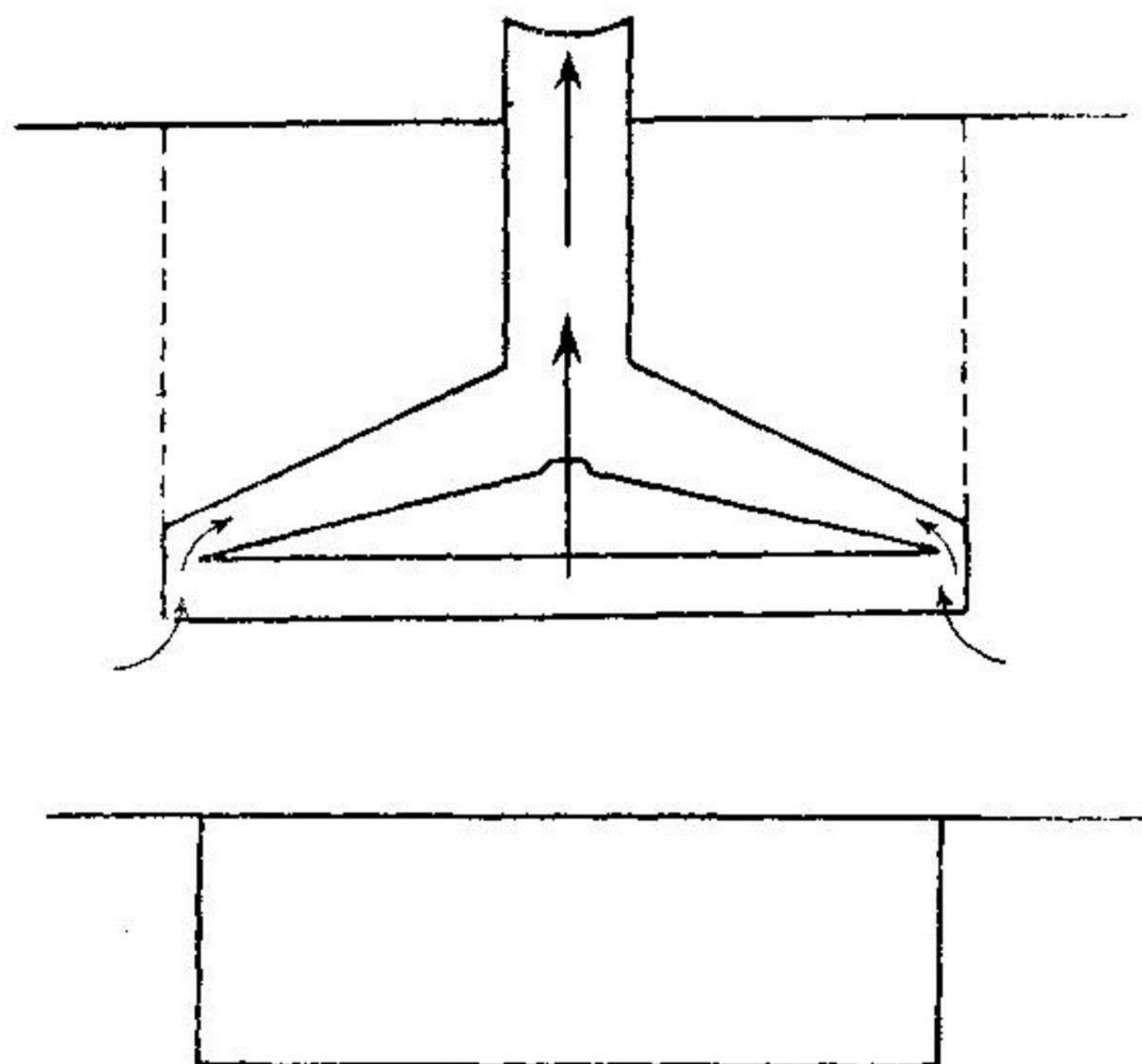
Для устранения распространения газов за пределы зонты, необходимо: 1) удалять из-под зонты воздух в большем объеме, чем объем того воздуха, который поднимается над плитой; 2) создать увеличенную скорость движения воздуха у периметра зонты для устранения выбивания газов из-под зонты.

Принимая среднюю секундную скорость подъема воздуха над плитой в 0,60 м/с, получаем часовое доставление воздуха в зонты с 1 м² поверхности плиты — $3600 \times 0,6 = 2160$ м³. Имея в виду засасывать по периметру зонты для устранения выбивания газов из-под него 25% поднимающегося воздуха, получаем на 1 м² плиты $2160 \times 1,25 = 2700$ м³ извлекаемого воздуха в 1 час. Обмен этот составляет около 30-кратной смены воздуха кухни в 1 час, что раз в 6—10 превосходит обычно принимаемую норму обмена, из чего ясно, что зонты над плитой в большинстве случаев не достигает цели.

Для достижения повышенной скорости засасывания воздуха под зонты по его периметру служит устройство, изображенное на фиг. 33. Зонты в этом устройстве имеет двойные стенки, из промежутка между которыми извлекается воздух. Приток воздуха в промежуток происходит через узкую щель между двумя стенками зонты, оставленную вдоль

всего свободного периметра зонта. Воздух устремляется в эту щель с большой скоростью как с внутренней стороны плиты, так и с внешней стороны зонта, причем ток последнего препятствует выходу газов из-под зонта.

При размещении вытяжных отверстий в общественных уборных следует принимать во внимание удаление испорченного воздуха в нижних частях помещения и на высоте около 3 м. На этих двух уровнях и следует размещать вытяжные отверстия.



Фиг. 33.

В амфитеатрах аудиторий, театров, общественных собраний и т. д. для устранения полного смешения испорченного воздуха с чистым вентиляционным, а также для удаления пыли полезно часть извлекаемого воздуха (около $\frac{1}{8}$) удалять снизу, устраивая вытяжные отверстия под местами амфитеатра; остальные $\frac{2}{3}$ удаляются верхними вытяжными отверстиями.

Все вытяжные отверстия в стенах обделываются так же, как приточные отверстия, т.-е. они защищены решетками, за которыми помещены клапаны для прекращения тяги. Отверстия в подоконниках, в местах амфитеатров не снабжаются клапанами. Нижние вытяжные отверстия, сделанные в общих каналах с верхними, при направлении тяги воздуха вверх, можно не снабжать клапанами, придавая им те размеры, которые соответствуют обмену воздуха в незанятых помещениях.

2. Каналы для удаления испорченного воздуха.

Каналы, отводящие воздух из вытяжных отверстий при отсутствии вентиляторного побуждения при его извлечении, направляют воздух или вверх, или вниз, или горизонтально. При вентиляции, действие которой основано лишь на разности температур, весьма важно, чтобы температура воздуха при его движении в вытяжных каналах или совсем не изменялась, или изменялась в сторону, способствующую тяге, но отнюдь не в обратную.

На основании этого при движении извлекаемого воздуха вверх по каналу он должен оставаться при комнатной температуре или может нагреваться, но он не должен охлаждаться. Этот вывод предreshает место прокладки восходящих вытяжных каналов — их нужно вести во внутренних стенах здания, в их толще, или делать их приставными, — в последнем случае в виде пилястр или выступов. При движении воздуха вниз вытяжные каналы лучше устраивать в толще наружных стен, где извлекаемый воздух охлаждается, что способствует его падению, повышая располагаемый напор. Конечно, не исключена возможность прокладки нисходящих каналов и во внутренних стенах, но не следует смешивать эти два места прокладки для устранения перебивки тяги в отдельных каналах.

Горизонтальные каналы применяются в тех случаях, когда нужно объединить несколько вытяжных отверстий с общим вытяжным каналом, или когда вытяжной канал по местным условиям приходится прокладывать в некотором расстоянии от вытяжного отверстия.

От вытяжных каналов не требуется тех строгих условий поддержания их чистоты и неизменности состава пропускаемого воздуха, как это указано при устройстве приточных каналов. Здесь требуется лишь возможно меньшее сопротивление движению воздуха и устранение пожарной опасности, вызываемой действием вытяжной вентиляцией. Для последней цели вытяжные каналы должны быть сделаны из негоряемого материала. Железные вытяжные каналы, расположенные между сгораемыми конструкциями, допускающими свободный приток воздуха к горячим их частям, могут передать пожар в верхние этажи вследствие сильного разогревания железных стенок канала, если по нему протекают продукты горения из нижних этажей, где возник пожар.

Вентиляционные каналы, способствуя удалению из горящих помещений продуктов горения, тем способствуют и самому горению. Восходящее направление вытяжных каналов с этой точки зрения гораздо опаснее, чем нисходящее, при котором повышение температуры протекающего воздуха уменьшает тягу или совсем ее прекращает, или даже опрокидывает.

Верхние поэтажные горизонтальные объединяющие каналы имеют недостаток — передавать из одного помещения в другое звуки, а иногда

и свет, особенно, если вытяжные отверстия расположены друг против друга. Их устраивают в виде пустотелых карнизов или подшивок под потолками коридоров или переходов, образующих более или менее просторные каналы, объединяющие выходящие в них вытяжные отверстия с вертикальным восходящим каналом, отводящим весь извлекаемый воздух или непосредственно наружу, или в сборный чердачный вытяжной боров, соединенный с вытяжной шахтой.

При направлении вытяжной вентиляции вверх все восходящие вертикальные каналы, дойдя до уровня пола чердака, впадают в вытяжные борона.

Под этим названием подразумевается горизонтальный канал, служащий для перемещения воздуха или дыма. Для избежания пожарной опасности вытяжные борона следует делать из негорючего материала, причем стенки боронов должны обладать малой теплопроводностью для сохранения тепла извлекаемого воздуха, с целью поддержания в нем комнатной температуры. Понижение температуры воздуха в вытяжном бороне уменьшает напор, вызывающий тягу в вытяжных каналах, что особенно отражается на дальних концах боронов и на присоединенных в этих концах вертикальных каналах. При сильном охлаждении, соответствующем наиболее низкой внешней температуре, такое охлаждение борона может вызвать в отдаленных каналах обратную тягу.

Для устранения этого явления всего рациональнее обогреть вытяжной боров, проложив в нем горизонтальные трубы соответствующих диаметров, присоединенные циркуляционными трубами к общей сети водяного отопления. Эти трубы, при правильном их выборе, могут поддерживать температуру извлекаемого воздуха без заметного ее повышения, устраняя обратные напоры, связанные с охлаждением боронов. В некоторых случаях такое прогревание боронов достигается подающими чердачными магистралями, проложенными внутри боронов. Нельзя признать такое устройство правильным, так как теплоотдача магистралей совершенно не согласуется с потерей тепла внешними ограждениями боронов, в большинстве случаев значительно превосходя последнюю. Кроме того, такие спрятанные магистрали не позволяют с должной простотой и легкостью обнаружить течи во флянцах и заменить ненадежные прокладки или подтянуть ослабнувшие болты. При паровом отоплении прогревание боронов паровыми трубами не позволяет точно согласовать доставку тепла с его потерей, что вызывает некоторую потерю тепла вследствие перегрева боронов.

Для сохранения тепла стенками боронов их делают хорошо изолированными, чем, кстати, предохраняется кровля от подтаивания снега, на ней лежащего, а карнизы здания и водосточные трубы от замерзания теплой воды.

Материалом для вытяжных труб служат плиты из железобетона или литого алебаstra с их изоляцией с внешней стороны путем об-

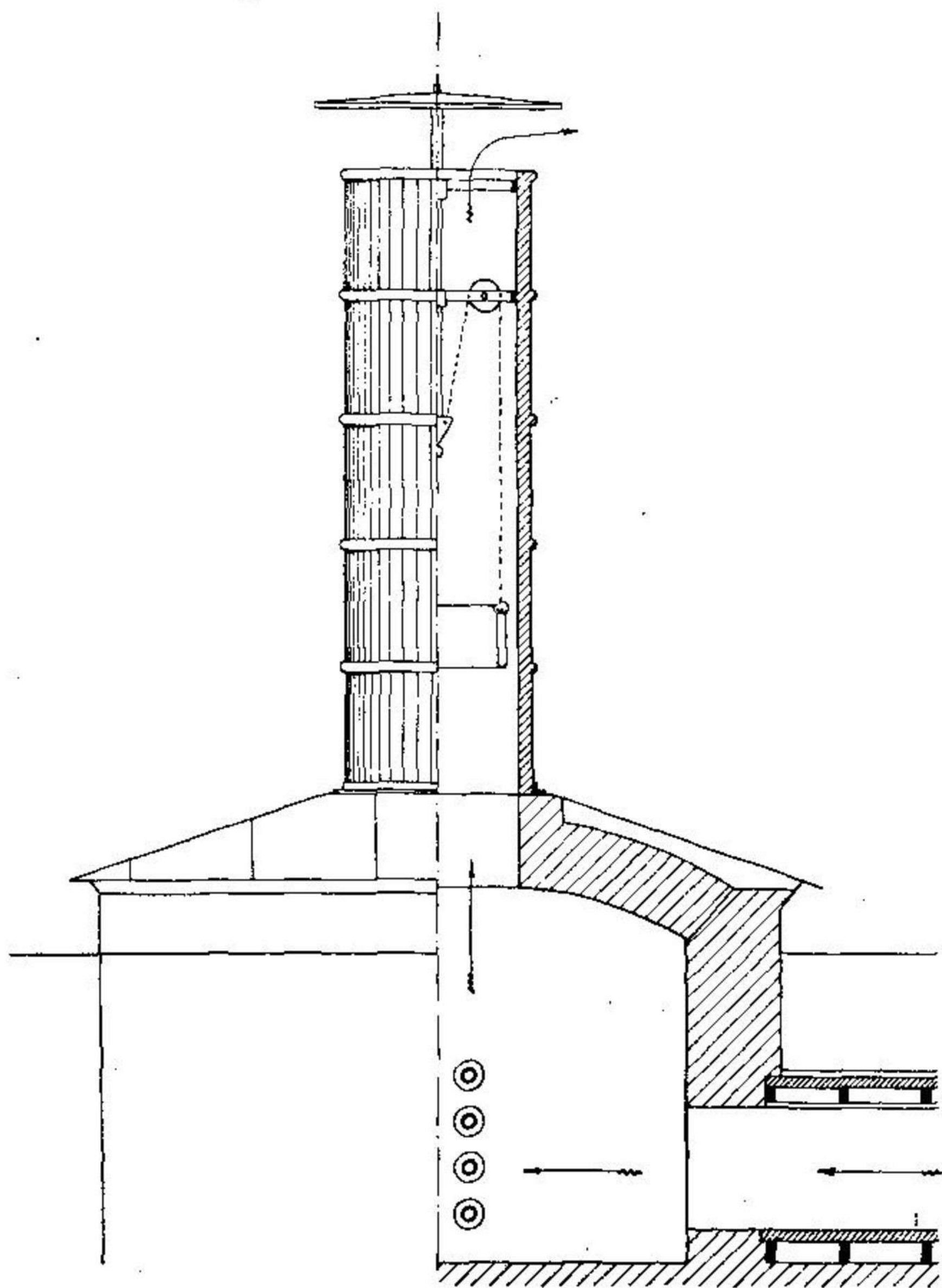
шивки боровов тесом с засыпкой промежутков между плитами и тесом изолирующим материалом с оштукатуркой обшивки с внешней стороны. Иногда вместо плит внутренние стенки боровов делаются из железных листов, что удешевляет их устройство, но несколько в меньшей степени предохраняет от пожара; так как слишком сильное прогревание внутренних частей боровов в случае пожара может вызвать образование продуктов сухой перегонки их изоляции или обшивки, проникающих внутрь борова через неплотности швов между железными листами, что способствует распространению пожара самими вытяжными боровами, являющимися в этом случае источниками выделения горючих газов.

При бетонном перекрытии верхнего этажа, допускающем соответствующую нагрузку, вытяжные борова делаются иногда с массивными стенками из инфузорного или пористого кирпича с таковым же перекрытием по железным таврикам.

Борова снабжаются дверками, через которые можно проникнуть в них или произвести их осмотр и очистку. Борова присоединяются к вытяжным шахтам, выводящим воздух наружу. Для усиления тяги в вытяжных каналах требуется создать более значительную разность весов между воздухом внешним и воздухом в вытяжных каналах. Эта разность увеличивается с повышением столба нагретого воздуха и с повышением его температуры. Стремясь не повышать температуры извлекаемого воздуха, так как это связано с значительной затратой тепла, следует стремиться к увеличению столба путем устройства высоких вытяжных шахт, значительно возвышающихся над вентилируемым зданием. Для облегчения таких шахт им придают иногда более сложную конструкцию в виде широкого кирпичного цоколя, лишь немного возвышающегося над кровлей (служащего местом приема воздуха из вытяжных боровов, а также местом его нагревания, когда оно требуется), и высокой железной изолированной трубы, установленной на этом цоколе (фиг. 34).

Такая конструкция была выработана Петербургским металлическим заводом и являлась постоянным признаком выполненных этим заводом вентиляционных систем. Нельзя не согласиться с рациональностью такой конструкции, хотя она и встречает много возражений со стороны художников-архитекторов, так как высокие вытяжные трубы заметно выделяются на фасаде здания. Иногда вытяжным шахтам с целью их маскировки придают архитектурную обработку, связывая их с теми или другими выступами здания. Стремление к достижению двух целей, утилитарной и эстетической, приводит в большинстве случаев к компромиссу не в интересах вентиляционной системы. Недостаточная высота вытяжной шахты заставляет прибегать к нагреванию в ней извлекаемого воздуха даже в то время, когда можно бы было без него обойтись. Но и нагревание низкого воздушного столба мало отра-

жается на величине общего напора, под влиянием которого происходит движение воздуха в вытяжной системе. Все это говорит в пользу высоких вытяжных труб, в роде описанной конструкции Петербургского металлического завода.



Фиг. 31.

Для регулирования действия вытяжной вентиляции приходится прибегать к введению в вытяжной трубе добавочного сопротивления при значительной разности температур, а в случае ее недостаточности к увеличению напора путем нагревания извлекаемого воздуха у подошвы вытяжной трубы или с помощью вентилятора.

Для устойчивости тяги в вытяжной шахте следует придавать воздуху в выходном ее отверстии более или менее значительную скорость, так как малая скорость выхода дает неравномерность тяги в трубе во время ветра, который, задуваясь в шахту, создает понижение ее температуры и увеличивает собой объем удаляемого воздуха. Принимается, что в выпускном отверстии должна быть скорость не менее $1\frac{1}{2}$ м.с. Отверстие шахты защищается сверху зонтом от попадания в него дождя и снега. Постановка флюгарки или дефлектора приносит лишь вред, нарушая устойчивость работы вытяжной вентиляции. В конструкции Петербургского металлического завода верхний плоский зонт над металлической трубой, устанавливаемой на вытяжной шахте, служит одновременно клапаном для регулирования тяги. Такая конструкция рациональна тем, что частичное прикрытие клапана не уменьшает, а увеличивает скорость выхода воздуха в атмосферу, полное же прекращение вытяжной вентиляции устраняет циркуляцию наружного воздуха в вытяжной трубе. Для поддержания более высокой температуры в последней верхний зонт-клапан изолирован и снабжен плотным затвором. Для возможности пользоваться клапаном в вытяжной шахте его регистр, т.е. прибор для его перестановки, должен быть расположен в легко доступном для ухода месте.

Нагревательные приборы для повышения температуры воздуха в вытяжной шахте располагаются в нижней ее части, по возможности, на пути движения воздуха. Иногда в шахте помещается расширительный сосуд, снабженный циркуляционным приспособлением для поддержания постоянства его прогрева. Если поверхность сосуда теряет больше тепла, чем теряют внешние ограждения шахты, то из экономических соображений следует его соответственно изолировать.

Для удобного обслуживания вытяжной шахты ее нижнюю часть расширяют в виде вытяжной камеры, где и помещены все необходимые предметы ее оборудования. Камера снабжена плотной изолированной входной дверью с замком. Вход в эту камеру доступен лишь обслуживающему персоналу.

В. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛА ДЛЯ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ЦЕЛЕЙ.

Для нагревания наружного воздуха для вентиляционных целей, если имеется в виду сохранить норму обмена при всех внешних температурах, необходимо расходовать тепло пропорционально разности температур между наружным и вентиляционным воздухом. В этом случае приборы для нагревания наружного воздуха представляется рациональным присоединять к тем же самым котлам, которые служат для целей отопления вентилируемых зданий.

Но нормы обмена, раз они приняты повышенными, из экономических соображений поддерживаются лишь в температурных пределах,

соответствующих продолжительным периодам действия вентиляции в отопительном сезоне. Минимальной внешней температурой, при которой должны быть соблюдены нормы обмена в полном объеме, принимается в этом случае средняя январская для данной местности. При температурах более низких соответственно уменьшается обмен воздуха. Вследствие относительной редкости более или менее продолжительного стояния минимальных внешних температур, выходящих за пределы средней январской, временное понижение нормы обмена не играет серьезной санитарной роли. Но уменьшение обмена воздуха при понижении внешней температуры и при сохранении постоянства расхода тепла при низких температурах вызывает нарушение связи между потребностями в тепле системы отопления и системы вентиляции. Кроме того, принимая среднюю январскую температуру за предельно низшую для полного действия приточной вентиляции, из экономических соображений является рациональным, чтобы этой внешней температуре соответствовала высшая допустимая температура нагревательных приборов. При водяном отоплении эта температура равна 90°C , между тем как для целей отопления, при той же внешней температуре, принимается более низкая температура воды в котле. На этих основаниях присоединение вентиляционных нагревательных приборов к котлам отопления нерационально и неэкономично при высоких нормах обмена и при их уменьшении в случае исключительно низких внешних температур.

При малых обменах, соответствующих обычным жилым домам, уменьшение нормы обмена не вызывает особой экономии в устройстве и в эксплуатации системы; между тем, для упрощения первоначального устройства вентиляционной системы и ухода за ней следует предпочесть объединение отопления с вентиляцией общими котлами.

В обыкновенных жилых домах, в которых обмен воздуха не превосходит 0,5—0,7 внутреннего объема квартир, расход тепла на вентиляцию составляет в среднем не более 50% от расхода тепла на отопление. Следовательно, мы можем из всего этого заключить, что при вентиляции, непрерывно действующей, тепловой расход на которую не превышает 50% от расхода тепла на отопление, рационально присоединять камерные нагревательные приборы к общим котлам.

При периодическом действии вентиляции ее присоединение к отоплению может вызвать многие неудобства пользования объединенной системой, особенно при водяном отоплении, где прекращение прогрева водяных приборов вызывает опасность их замерзания. Теплоемкость водяной системы вносит несоответствие во времени пользования приточной вентиляцией в связи с продолжением теплоотдачи нагревательных приборов и по прекращении притока наружного воздуха в вентиляционную камеру. Соединение камерных нагревательных приборов с водогрейными котлами большой теплоемкости вносит слишком

значительные колебания температуры вентиляционного воздуха в периоды топки котлов и перерывов между топками, или заставляет топить их в продолжение всего времени действия вентиляции, но при этом тепловой режим котлов будет нарушаться в начальный период действия вентиляции, и особенно по ее окончании, когда в котлах будет развиваться значительный избыток тепла.

На основании сказанного ясно, что нагревательные приборы приточной вентиляции не рационально связывать с водогрейными котлами большой теплоемкости вообще, а с котлами отопления — в особенности. Их присоединение к водогрейным котлам малой теплоемкости возможно при непрерывности действия котлов, но и здесь рациональнее не связывать их с системой отопления.

Нагревание воды в увлажнительных приборах трудно достижимо при водогрейных котлах вообще и при котлах отопления — в особенности, так как слишком умеренная температура воды в системе водяного отопления не позволяет поддерживать ту сравнительно высокую температуру воды в испарительных сосудах, которая требуется для соблюдения санитарных условий.

Действие вытяжной вентиляции, основанное на подогревании извлекаемого воздуха для создания требуемого напора, не только не согласуется с условиями действия системы отопления, но даже противоположно им. Создание напора в холодное время отопительного сезона происходит естественным путем вследствие значительной разности температур наружного и извлекаемого воздуха; оно требуется поэтому лишь при более высоких внешних температурах. Но как раз в это время поддерживается весьма низкая температура в водогрейных котлах системы отопления и приточной вентиляции, что не позволяет в надлежащей степени прогреть приборы побудительной тяги.

Пользование паром для вентиляционных целей значительно облегчает выполнение всех сложных условий расходования тепла для нагревания наружного воздуха, для его увлажнения, а также для создания тяги в вытяжных трубах; поэтому пар всего чаще применяется в крупных вентиляционных устройствах, особенно при периодическом действии последних.

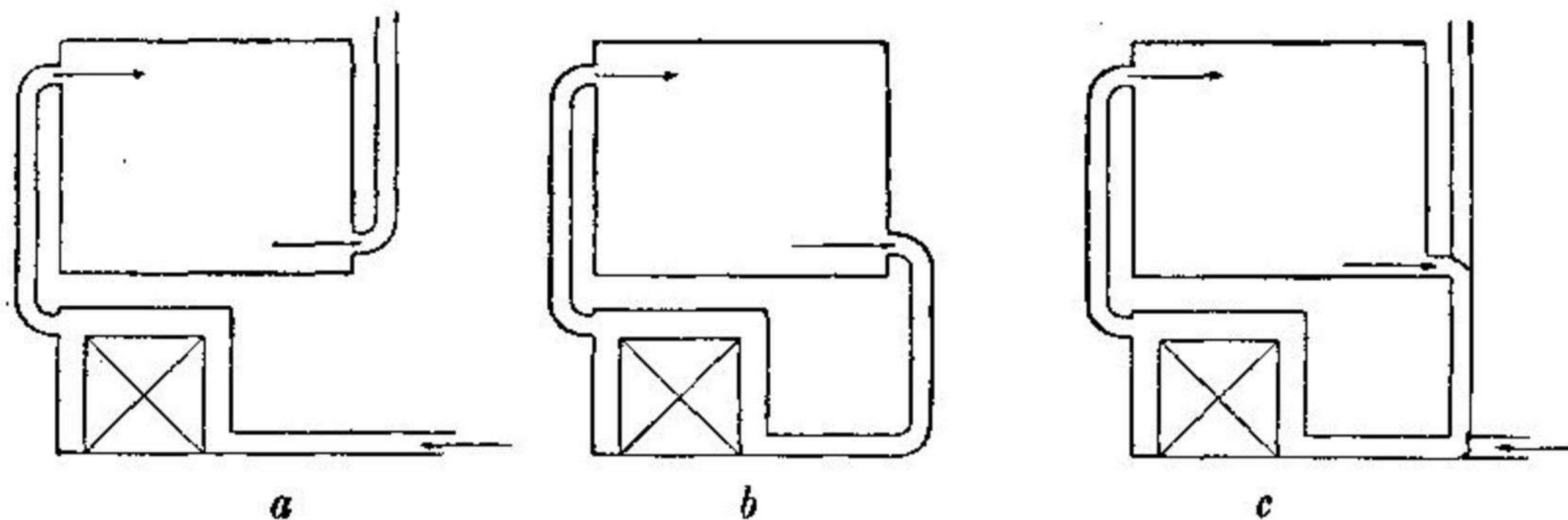
В крупных вентиляционных установках постоянного действия для упрощения ухода за системой иногда комбинируют самостоятельное водяное непрерывно действующее нагревание воздуха с паровой системой увлажнения и побудительной тяги.

ГЛАВА III.

ВОЗДУШНОЕ ОТОПЛЕНИЕ.

Под названием „воздушное“, или „духовое“, отопление подразумевается система вентиляции с повышенной температурой вводимого воздуха, — чем достигается пополнение потери тепла внешними ограждениями отапливаемых помещений. Следовательно, при воздушном отоплении имеет место объединенная система вентиляции с отоплением, причем теплопередающей средой является воздух.

В тех случаях, когда помещения, снабженные воздушным отоплением, не нуждаются в смене воздуха, не имея в себе источников его загрязнения, их вентиляция заменяется циркуляцией комнатного воздуха, между отапливаемыми помещениями и камерой, где происходит его нагревание.



Фиг. 35.

В зданиях временного пребывания людей применяется смешанный способ воздушного отопления: циркуляционный — при пустующих помещениях и вентиляционный — при их заполнении. На прилагаемой при сем фигуре 35 (*a*, *b* и *c*) изображены схематически все три способа устройства и пользования системы воздушного отопления.

1. Воздух как среда, передающая тепло.

Один кубический метр сухого воздуха при давлении в 760 мм ртутного столба и при температуре 0° весит 1,293 кг.

С изменением температуры воздуха его объем изменяется, причем 1 м³ сухого воздуха при 0° и при 760 мм ртутного столба при измене-

нии его температуры до t^0 , и при сохранении того же давления занимает объем $1 \cdot (1 + \alpha t^0)$, где α — коэффициент расширения воздуха равен 0,003665, или $\frac{1}{273}$ его первоначального объема. На основании этого L_0 м³ сухого воздуха при температуре 0° будут занимать объем при температуре t_1^0 и при сохранении нормального давления в 760 мм ртутного столба $L_t = L_0 (1 + \alpha t_1^0)$.

Если первоначальная температура этого воздуха равнялась не 0°, а t^0 , то его объем при 0°, на основании вышесказанного, будет равен

$$L_0 = \frac{L_t}{1 + \alpha t^0} \quad (20)$$

где $\frac{1}{1 + \alpha t^0}$ является коэффициентом для приведения объема воздуха к 0°.

Объем, который будет занимать этот воздух при температуре t_1 , будет равен

$$L_{t_1} = \frac{L_t (1 + \alpha t_1)}{1 + \alpha t^0} \quad (21)$$

Для упрощения расчетов служит таблица (9), дающая величины $\frac{1}{1 + \alpha t}$ и таблица (15) — для определения величин $\frac{1 + \alpha t_1}{1 + \alpha t^0}$.

При расширении воздуха под влиянием нагревания с сохранением первоначального давления вес 1 м³ воздуха уменьшается обратно пропорционально тому объему, который будет занимать 1 м³, нагреваясь от 0° до температуры t ; следовательно, вес 1 м³ воздуха при температуре t равен $1,293 \times \frac{1}{1 + \alpha t}$.

L м³ воздуха при температуре t^0 весят

$$P = \frac{L \times 1,293}{1 + \alpha t^0} \quad (22)$$

Если давление воздуха равняется не 760 мм, а S мм ртутного столба, то вес воздуха изменится в соответствии с отношением $\frac{S}{760}$ и будет равен

$$P_1 = \frac{L \cdot 1,293}{1 + \alpha t} \times \frac{S}{760} \quad (23)$$

Если воздух насыщен водяными парами при температуре t , то давление его складывается из давления водяного пара при температуре t , равного S_1 мм ртутного столба, и давления воздуха, равного $S - S_1$.

При таком давлении вес насыщенного воздуха будет равен

$$P_{11} = \left[\frac{S - S_1}{760} \times \frac{L \cdot 1,293}{1 + \alpha t} \right] + \left[\frac{S_1}{760} \times \frac{L \cdot 1,293}{1 + \alpha t} \cdot a \right], \quad (24)$$

где a есть удельный вес водяного пара по отношению к воздуху, $a = 0,623$.

Вставляя вместо a его величину и производя действия, получим

$$P_{11} = L \times \frac{1,293}{1 + \alpha t} \times \frac{S - 0,377 S_1}{760} \quad (25)$$

Сравнивая величины P_1 и P_{11} , приходим к выводу, что влажный воздух легче сухого. Величины S_1 для насыщенного водяного пара при различных температурах находим в таблице (9).

Если относительная влажность воздуха будет равна p , то вес воздуха:

$$P_{11} = L \times \frac{1,293}{1 + \alpha t} \times \frac{S - p \times 0,377 \times S_1}{760} \quad (26)$$

Пример. Определить вес 1000 м³ воздуха при температуре 22°C, при 70% насыщения и при барометрическом давлении 760 мм ртутного столба.

$$P = 1000 \times \frac{1,293}{1 + \frac{22}{273}} \times \frac{760 - 0,7 \times 0,377 \times 19,659}{760} = 1000 \times 1,196 \times \frac{760 - 5,19}{760} = \\ = 1000 \times 1,196 \times 0,99 = 1184,04 \text{ кг.}$$

Вес сухого воздуха при той же температуре и том же давлении равен 1196 кг.

Из приведенного примера видно, что вес влажного воздуха мало отличается от веса сухого. Для упрощения расчетов при проектировании воздушного отопления и вентиляционных систем обычно не принимается во внимание уменьшение веса воздуха под влиянием его влажности, хотя это и влечет за собой некоторую вполне допустимую погрешность расчета, но, в большинстве случаев, лишь увеличивает несколько запасы в принимаемых размерах.

1 кг сухого воздуха для его нагревания на 1° при постоянном давлении расходует 0,237 калорий. Для нагревания L м³ воздуха при температуре t до температуры t_1 расходуются:

$$W = \frac{L \times 1,293}{1 + \alpha t} \times 0,237 \cdot (t_1 - t) = \frac{L \times 0,306}{1 + \alpha t} (t_1 - t) \text{ калорий.} \quad (27)$$

Для облегчения расчетов расхода тепла на нагревание воздуха от t_1 до t_0 или выделения тепла при охлаждении воздуха от t_0 до t привожу таблицу Ритчеля (16).

При смешении P_1 кг воздуха при температуре t_1 с P_{11} кг воздуха при температуре t_{11} получим смесь, весящую $P_1 + P_{11}$ и имеющую температуру:

$$t = \frac{P_1 t_1 + P_{11} t_{11}}{P_1 + P_{11}} \quad (28)$$

Если вместо весов воздуха мы вставим их объемы, пользуясь формулой (22), то получим

$$t = \frac{\frac{L_1 \times 1,293}{1 + \alpha t_1} t_1 + \frac{L_{11} \times 1,293}{1 + \alpha t_{11}} t_{11}}{\frac{L_1 \times 1,293}{1 + \alpha t_1} + \frac{L_{11} \times 1,293}{1 + \alpha t_{11}}} = \frac{L_1 t_1 (1 + \alpha t_{11}) + L_{11} t_{11} (1 + \alpha t_1)}{L_1 (1 + \alpha t_{11}) + L_{11} (1 + \alpha t_1)} \quad (29)$$

Так как, в отличие от других сред нагревания помещений — воды и пара — теплый воздух всегда непосредственно примешивается к воздуху отапливаемых помещений, то, помимо его физических свойств, имеют большое значение его санитарные достоинства. Следовательно, все то, что было сказано по отношению к вентиляционному воздуху, относится и к воздуху, поступающему в помещения из каналов воздушного отопления, это особенно необходимо в том случае, если система работает, как вентиляционная, поддерживая не только температуру, но и чистоту комнатного воздуха.

2. Главные части воздушного отопления.

Система воздушного отопления по своему устройству мало чем отличается от устройства вентиляционной системы. Здесь применяется лишь более упрощенная система, что связано с ее назначением — отапливать помещения временного пользования при простейшем устройстве и уходе и при минимальных затратах на первоначальное устройство системы отопления и вентиляции.

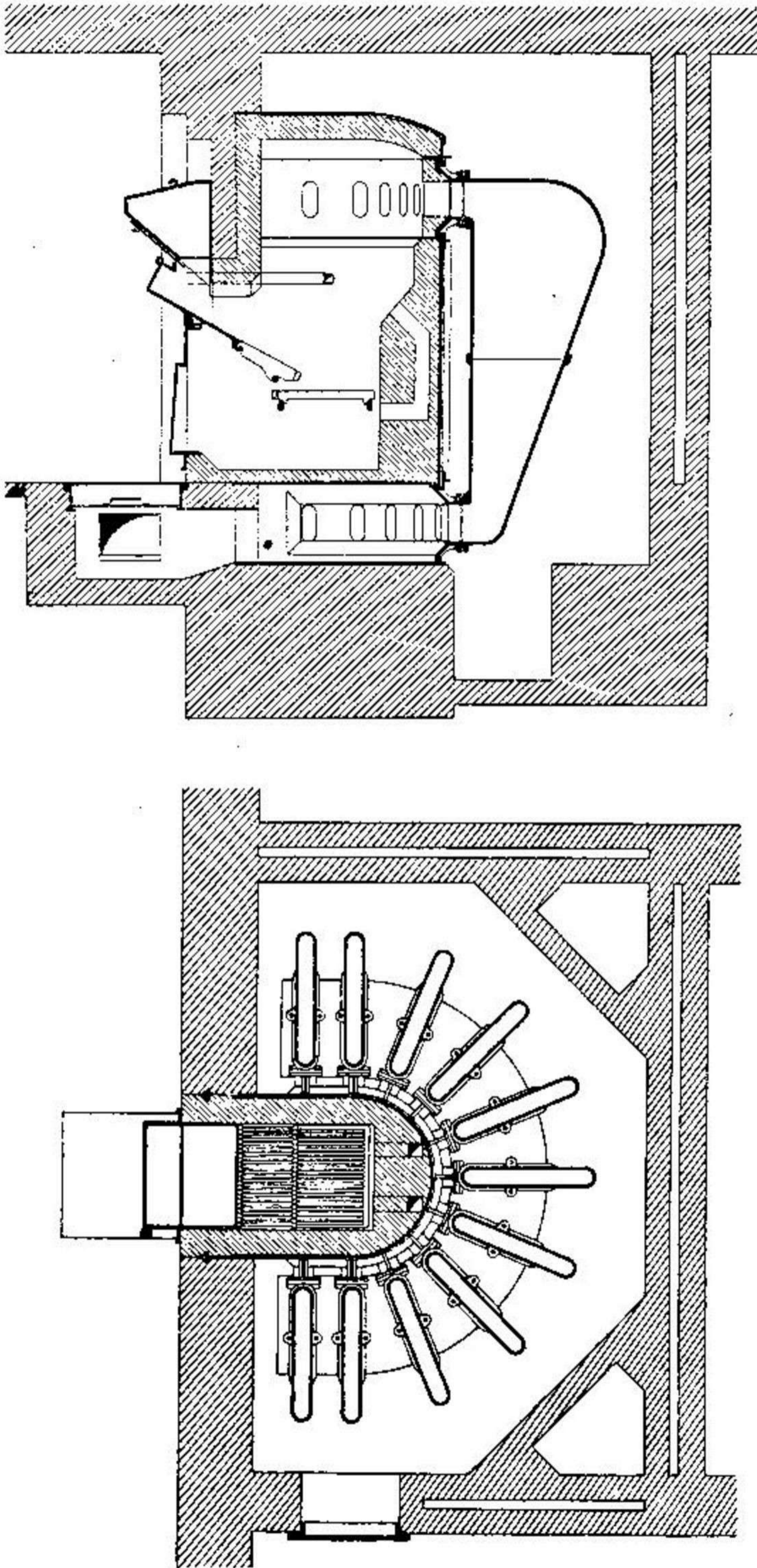
На основании этого при воздушном отоплении, хотя бы и связанном с вентиляцией, мы не встречаем пылеотстойных камер, фильтров, промывки воздуха и связанного с ней двойного нагревания. Все остальное остается, и, кроме того, добавляются обратные каналы для возврата комнатного воздуха в камеру и приспособления для регулирования температуры воздуха, поступающего в помещения. Впрочем, последнее применяется далеко не во всех случаях и находит применение и при вентиляционных системах.

3. Калориферы.

Под этим названием подразумевается тот нагревательный прибор, который служит для нагревания воздуха в камере, куда поступает или наружный воздух, или обратный, или их смесь.

По той среде, которая служит для нагревания калориферов, носит название и система воздушного или, в этом случае, чаще называемая, — духового отопления. Водно-духовое, паро-духовое, паро-водо-духовое — это все названия, соответствующие той системе нагревания камерных приборов, которая применена в данном случае.

Для нагревания воздуха весьма часто применяются калориферы, снабженные непосредственной топкой, вроде печей. Хотя каждая печь может служить калорифером воздушного отопления, но, вследствие его постановки в камере и вследствие более значительной его нагревательной поверхности, вызванной применением одной камеры для большой теплоотдачи, калориферам воздушного отопления, хотя бы и печного типа, придают несколько иную конструкцию. По их теплоемкости различаются калориферы малой, средней и большой теплоемкости



Фиг. 36.

Первые и вторые применяются для помещений нежилого характера (фиг. 36), третьи для жилых домов или для зданий, в которых санитарные условия играют серьезную роль.

Последнее, впрочем, главным образом, связано с умеренной температурой нагревательных поверхностей, так как равномерность температуры тех же поверхностей может быть достигнута и при калориферах малой теплоемкости в случае применения, как топлива, антрацита или кокса в шахтных топках с регулированием горения в соответствии с внешней температурой.

а) *Калориферы большой теплоемкости.* Применяя, как топливо, дрова, торф или другие виды топлива, горящие с пламенем, требующие надзора за горением и обслуживания топливника во время процесса сжигания топлива, приходится ограничивать число часов горения тем периодом, который является вполне по силам обслуживающему персоналу.

Обычно принимается этот период топки продолжительностью не свыше 4--5 часов, имея в виду необходимость при внешних температурах, наиболее низких, производить топку 2 раза в сутки, затрачивая в этом случае на каждую топку до 4 часов.

Этим условиям удовлетворяют калориферы большой теплоемкости, способные в период топки поглощать своими массивами достаточное количество тепла для его расходования за весь период, как самой топки, так и промежутка между двумя последовательными топками.

За все это время температура нагревательных поверхностей, отдающих тепло циркулирующему воздуху путем конвекции и окружающим стенкам камеры путем лучеиспускания, подвергается заметным колебаниям, что отражается и на температуре воздуха, доставляемого камерой.

Здесь так же, как и при печном отоплении, колебания температуры нагревательных поверхностей отражаются, но в ослабленной степени, на равномерности температур отапливаемых помещений. Для того, чтобы колебания комнатной температуры за сутки не воспринимались самочувствием, необходимо придавать массиву калорифера достаточную величину, соответствующую расходованию тепла за период его теплоотдачи. При воздушном отоплении не только массив калорифера, но и стенки камеры поглощают тепло и его отдают окружающему воздуху. На основании этого более или менее точное определение величины массива представляется затруднительным. По приблизительному расчету, находящему подтверждение в практике, можно принять, что 1 м³ массива калорифера аккумулирует во время топки 1 раз в сутки 30 000 калорий, кроме того, 20% этого количества тепла, т. е. 6000 калорий, аккумулируют стенки камеры и стенки жаровых каналов. Таким образом, на 1 м³ массива можно принимать 36 000 калорий, аккумулированных во время топки и выделенных в течение суток действия калорифера.

Если объем массива не соответствует указанной величине, то это несоответствие отражается на равномерности комнатной температуры.

Что касается средней за сутки теплоотдачи нагревательных поверхностей теплоемкого калорифера, то она находится в зависимости от его массивности. Чем больше масса по отношению к поверхности, тем лучше сохраняется температура массива, тем выше средняя температура его поверхности и тем больше его теплоотдача.

Если на 1 м^2 поверхности нагрева калорифера приходится $\approx 0,15 \text{ м}^3$ массива, то при одной топке в сутки можно принять теплоотдачу 1 м^3 калорифера в 1 час равной 240 калорий. На каждые $0,01 \text{ м}^3$ разницы в массивности калорифера при сохранении той же толщины стенок прибавляется или убавляется около 10 калорий по отношению к 240.

Во всем остальном метод расчета главных частей теплоемкого кирпичного калорифера ничем не отличается от расчета частей массивной печи. Подробности расчета ясны из приводимого ниже примера расчета воздушного отопления большой теплоемкости.

В том случае, когда рассчитывается циркуляционная система воздушного отопления, то задаются высшей температурой воздуха, поступающего из камеры в отапливаемые помещения и, принимая, что его температура понижается в помещении до температуры последнего, определяют объем циркулирующего воздуха, достаточный для пополнения теряемого в помещении тепла.

Если в 1 час в отапливаемом помещении расходуется W калорий при максимальной разности температур, то, задаваясь высшей температурой вступающего воздуха, равной t_1 при температуре помещения t , имеем необходимый объем воздуха, доставляемый жаровыми каналами из формулы (27)

$$W = \frac{Lt_1 \times 0,306}{1 + \alpha \cdot t_1} \cdot (t_1 - t),$$

откуда:

$$Lt_1 = \frac{W(1 + \alpha \cdot t_1)}{0,306(t_1 - t)}. \quad (30)$$

Объем обратного воздуха при его температуре t из той же формулы равен:

$$L_t = \frac{W \cdot (1 + \alpha t)}{0,306(t_1 - t)}. \quad (31)$$

Температура t_1 принимается не выше 50° для жилых помещений и не выше 60° — для помещений временного пребывания.

Если объем воздуха задан, соблюдая нормы вентиляции, то для доставления тепла, необходимого для пополнения его потери внешними ограждениями, нужно определить температуру вводимого воздуха.

Из формулы 27:

$$W = \frac{L \cdot 0,306}{1 + \alpha t} (t_1 - t)$$

имеем

$$t_1 = t + \frac{W \cdot (1 + \alpha t)}{L \cdot 0,306}. \quad (32)$$

Если величина t_1 получится выше установленных норм в 50° для помещений жилых или длительного и обязательного пребывания, или 60° для помещений необязательного пребывания, то требуется увеличить объем вводимого воздуха, задаваясь предельными величинами для t_1 и определяя величины Lt_1 .

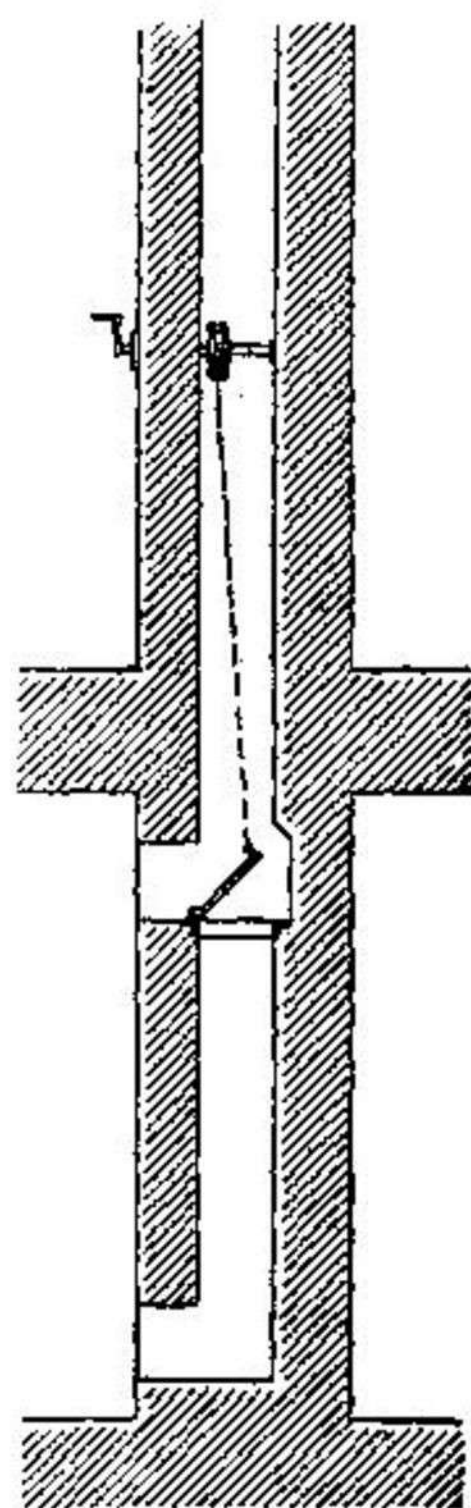
При пользовании одной камерой для отопления нескольких помещений величины t_1 могут получаться различными для каждого случая. Для достижения различных температур притекающего воздуха при одинаковой температуре нагретого воздуха в самой камере, на высоте расположения начальных отверстий приточных каналов, производится примешивание к нагретому воздуху наружного, пользуясь смешивательными клапанами, установленными в приточных каналах, согласно фиг. 37. Управление смешивательным клапаном производится из отапливаемого помещения, что позволяет регулировать комнатную температуру, не прекращая притока вентиляционного воздуха.

При определении объемов теплого воздуха, с целью достижения нормальной температуры помещений, весьма часто получаются величины, превышающие нормы обмена. В этом случае допускается частичный возврат комнатного воздуха в камеру, если нет каких-либо противопоказаний, вызываемых загрязнением воздуха пахучими веществами, его запылением и т. д.

Из таких помещений не следует вообще возвращать воздух в камеру и, при циркуляционном отоплении, он должен в объеме, необходимом для отопления таких помещений, удаляться вытяжными приспособлениями. На этом основании нельзя во всех случаях при циркуляционном отоплении обойтись без частичной смены циркулирующего воздуха. Если объем удаляемого воздуха в период циркуляции не превышает $\frac{1}{2}$ объема отапливаемых помещений, то такая смена достигается естественным путем — через неплотности и поры внешних ограждений. При более значительном обмене следует иметь добавочный приток наружного воздуха в камеру, обеспечивающий обмен воздуха в период циркуляции.

Возврат воздуха в камеру делается общим для всех объединенных между собой помещений, и лишь из помещений обособленных ведутся самостоятельные обратные каналы.

б) Расчет калориферов большой теплоемкости. В основу расчета, как и при других системах отопления, принимается максимальная часовая потеря тепла внешними ограждениями отапливаемых помещений. Калориферы большой теплоемкости при их топке 2 раза в сутки уве-



Фиг. 37.

личивают теплоотдачу их нагревательных поверхностей на 70% по отношению к теплоотдаче тех же поверхностей при одной топке в сутки. Благодаря этому, представляется возможным вести расчет калорифера на доставку 0,6 максимальной потери тепла внешними ограждениями, принимая в этом случае одну топку в сутки. При двух топках тот же калорифер дает $(0,6 \times 1,7) W = 1,02W$, т. е. обеспечит все доставление тепла, даже с некоторым запасом. Пользование двумя топками является исключением, относящимся к немногим дням в отопительном сезоне, когда и вентиляционный обмен воздуха несколько уменьшается — $0,6 \cdot W$ соответствует расчетной разности температур $0,6 \times 50 = 30^\circ$ для Москвы. Принимая комнатную температуру равной 20° , получаем расчетную внешнюю — 10° , что соответствует для Москвы средней январской, т. е. той низшей средней месячной температуре в отопительном сезоне, которая принимается за низшую расчетную для приточной вентиляции.

Если приточной вентиляцией пользуются временно, часов 5 — 6 в сутки, то расход тепла на нагревание наружного воздуха может быть пополнен усиленной теплоотдачей нагревательных поверхностей калорифера в часы, соответствующие второй половине топки, и в первые часы за ними, по ее окончании. В этот период времени теплоотдача нагревательных поверхностей повышается на 50% против средней нормы для круглых суток. Начиная топку до начала действия приточной вентиляции и заканчивая ее часа за 2 до ее окончания и соответственно удлиняя время топки в дни пользования приточной вентиляцией, можно и не увеличивать поверхности нагрева калорифера, если потеря тепла на нагрев наружного воздуха не превышает 50% от потери тепла внешними ограждениями. Если же она превышает 50% и нет добавочных источников тепла в вентилируемых помещениях, то следует излишнее количество тепла, сверх 50%, добавить к исходной расчетной величине.

При непрерывном действии приточной вентиляции, расход тепла на нагревание наружного воздуха следует целиком добавлять к потере тепла внешними ограждениями.

В случае циркуляционного действия духового отопления оно должно пополнять не только то количество тепла, которое теряется внешними ограждениями, но и то, что теряется на нагревании наружного воздуха, протекающего в здание путем естественной вентиляции, а также и ту часть тепла, которая пропадает непроизводительно между калорифером и отапливаемыми помещениями. Для покрытия всех этих потерь следует добавить 15% к расчетной норме. Итак, если максимальная часовая потеря тепла внешними ограждениями равна W_{max} , то

$$W'_{расч.} = 1,15 \times 0,6 \cdot W_{max} \quad (33)$$

В случае временного пользования вентиляцией, причем W_1 — расход тепла на нагревание наружного воздуха при средней январской тем-

пературе, — превышает $0,5W$, нужно принимать для расчета калорифера

$$W'_{расч.} = 1,15 \times 0,6 \times W_{max} + (W_1 - 0,5W_{max}). \quad (34)$$

При постоянном действии вентиляции можно уменьшить добавку и рассчитывать калорифер на

$$W''_{расч.} = 1,05 \times 0,6W_{max} + W_1. \quad (35)$$

Найдя величину $W'_{расч.}$, приступают к определению величины нагревательной поверхности калорифера. Для этого нужно знать коэффициент ее теплоотдачи. Величина эта не постоянна. Она зависит от толщины стенок калорифера, от их облицовки, от их формы, от теплоемкости массива калорифера и т. д. Обозначая величину коэффициента теплоотдачи через K , имеем:

$$F_1 = \frac{W'_{расч.}}{K}, \quad (36)$$

где F_1 — поверхность нагрева калорифера в квадратных метрах.

При постоянном действии вентиляции средняя температура воздуха в камере ниже, чем при циркуляционном отоплении, благодаря чему увеличивается теплоотдача нагревательной поверхности, и величина F_1' может быть принята равной $0,8F_1$. Но соответственно с этим следует увеличить теплоемкость калорифера, принимая на 1 м^3 его массива $30\,000 \times 0,8 = 24\,000$ кал.

Зная поверхность калорифера, подбирают подходящую конструкцию, соответствующую возможным размерам камеры, и определяют основные размеры главных частей калорифера в соответствии с необходимой величиной поверхности нагрева и желательного его объема. Некоторое несоответствие объема калорифера с расчетными данными не представляется чем-либо недопустимым, так как отражается лишь на равномерности по времени температуры отапливаемых помещений, а не на средней ее величине за сутки.

При топке калориферов дровами или другими слабо теплоплотными топливами не удастся придать топливнику такого объема, при котором все количество топлива, потребное на одну топку, могло в него вместиться. Обычно принимают 2—3 закладки за время топки. Чем меньше принять число закладок, тем экономичнее расходуется топливо и тем меньше труда вызывает обслуживание топки. В последнем случае рекомендуется шахтная топка с автоматическим заполнением колосниковой решетки обугливающимся топливом.

Имея в виду сжигать в топливнике 12-вершковые годовалые березовые дрова, можно принять, что 1 м^3 кладки таких дров, при его сжигании с нормальным коэффициентом полезного действия, отдает нагреваемому в камере воздуху $\approx 500\,000$ калорий. Рабочий объем шахты топливника должен быть достаточен для вмещения $\frac{24 \times W'_{расч.}}{500\,000 \times \eta} \text{ м}^3$

12-вершк. дров. Здесь m — число закладок в период топки. Имея в виду внешние размеры такой поленницы, следует определить размеры шахты топливника.

Если топливник снабжен колосниковой решеткой, на которой дрова расположены непосредственно, вызывая этим добавочные сопротивления при проходе воздуха через ее прозоры, то величина колосниковой решетки может быть определена из формулы:

$$F_{II} = \frac{24 \cdot W_{расч.}}{n \cdot 2500} \text{ дец}^2 = \frac{W_{сум.}}{n \cdot 2500} \text{ дец}^2, \quad (37)$$

где n — число часов топки.

Если дрова в первый период горения не лежат непосредственно на колосниковой решетке, а лишь упираются на нее своими концами, как это имеет место в топливнике Лукашевича, или лежат над ней, то поверхность колосниковой решетки

$$F_{II}' = 0,6 \times F_{II}. \quad (38)$$

Площадь поддувала и принимаемая для приблизительных расчетов, при невысоких зданиях, равная ей площадь сечения дымовой трубы может быть определена из эмпирической формулы

$$F_{III} = \frac{W_{сум.}}{n \times 10000} \text{ дец}^2. \quad (39)$$

В данном случае нельзя уменьшать площадь колосниковой решетки в соответствии с высотой дымовой трубы, как это делается при котлах центрального отопления (см. ч. I этого курса), так как процесс горения нельзя ускорять во избежание понижения коэффициента полезного действия калорифера. Внутренняя поверхность дымооборотов, как и при печах большой теплоемкости, должна быть достаточна для поглощения тепла из протекающих газов с целью возможно большего понижения их температуры. Можно в этом случае принять

$$F_{IV} = \frac{W_{сум.}}{n \times 1500} \text{ м}^2, \quad (40)$$

где F_{IV} — внутренняя поверхность газоходов, а n — число часов топки. Если величина F_{IV} не соответствует принятому калориферу, то следует снабдить его первый ход насадкой. Насадка, раскаляясь, поглощает часть тепла протекающих газов и аккумулирует его, расходуясь за время перерыва между топками. Принимая вес насадки равным P кг, падение температуры за время промежутка между двумя топками 400° , а теплоемкость кирпича $= 0,2$, имеем поглощение тепла насадкой $W_H = P \times 0,2 \times 400 = 80 \cdot P$.

Тогда на долю поглощения тепла внутренними поверхностями газоходов остается $W_{сум.} - W_H$, что должно быть обеспечено внутренней поверхностью газоходов

$$F_{IV}' = \frac{W_{сум.} - W_H}{n \cdot 1500} \text{ м}^2.$$

Вставляя вместо W_H его величину, имеем

$$F_{IV}' = \frac{W_{сут.} - 80 \cdot P}{u \cdot 1500},$$

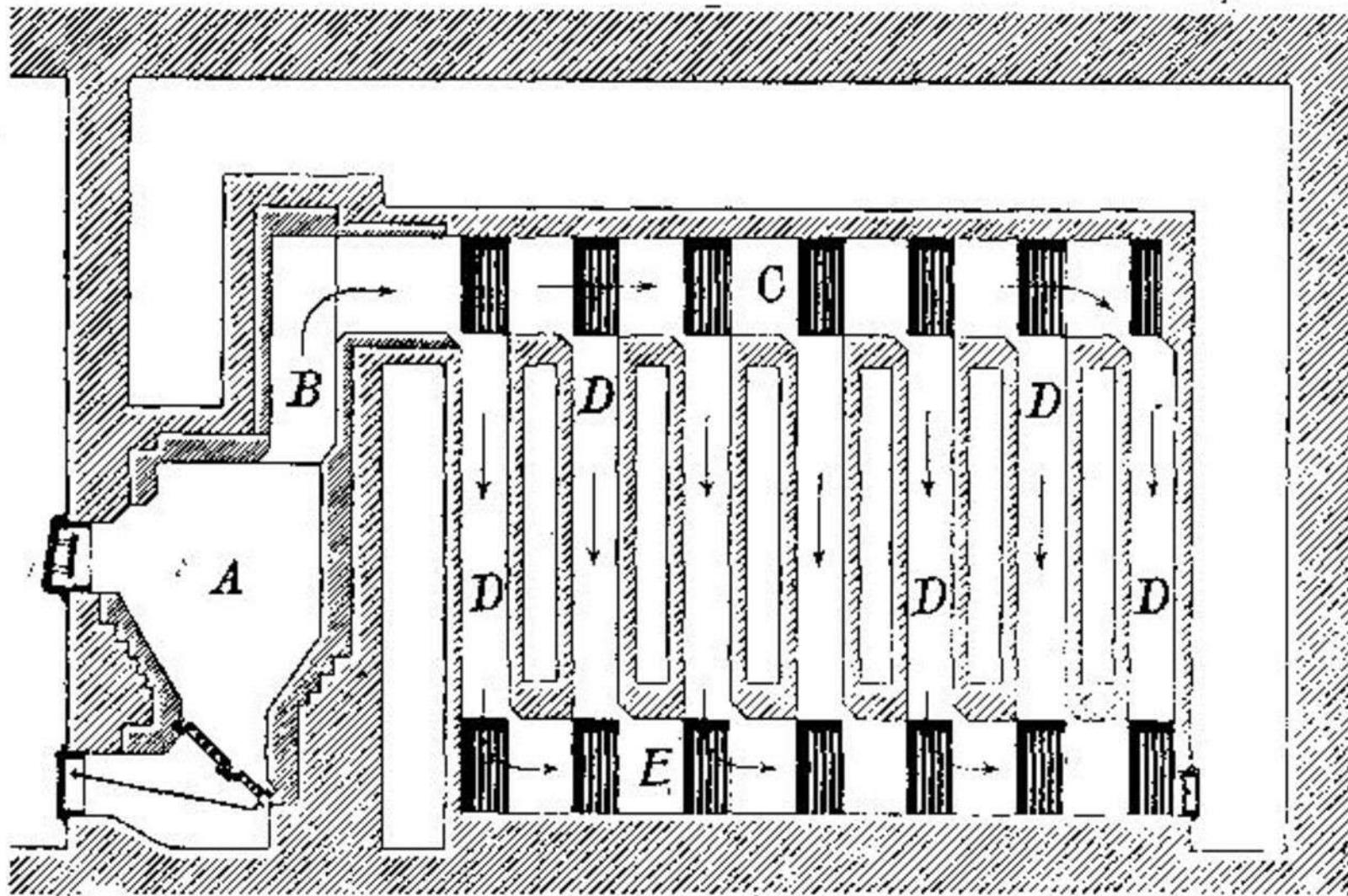
откуда

$$P = \frac{W_{сут.} - F_{IV}' \cdot n \cdot 1500}{80}. \quad (41)$$

Таким образом, сохраняя величину F_{IV}' без изменения, согласно принятому типу калорифера, мы можем придать ему надлежащее теплопоглощение, снабдив его насадкой, вес которой вычисляется по приводимой формуле.

Численный пример расчета калорифера большой теплоемкости. Предположим, что максимальная часовая потеря тепла помещениями, отапливаемыми циркуляционной системой воздушного отопления, будет равна $W_{max} = 22\ 863$ кал. Тогда на основании формулы (33) $W_{расч.} = 1,15 \times 0,6 \times W_{max} = 1,15 \times 22\ 863 \times 0,6 = 15\ 775 \approx 16\ 000$ кал. Принимая калорифер системы Лукашевича с двойными колодцами, при которых для одной топки в сутки $K = 240$, получаем поверхность нагрева калорифера

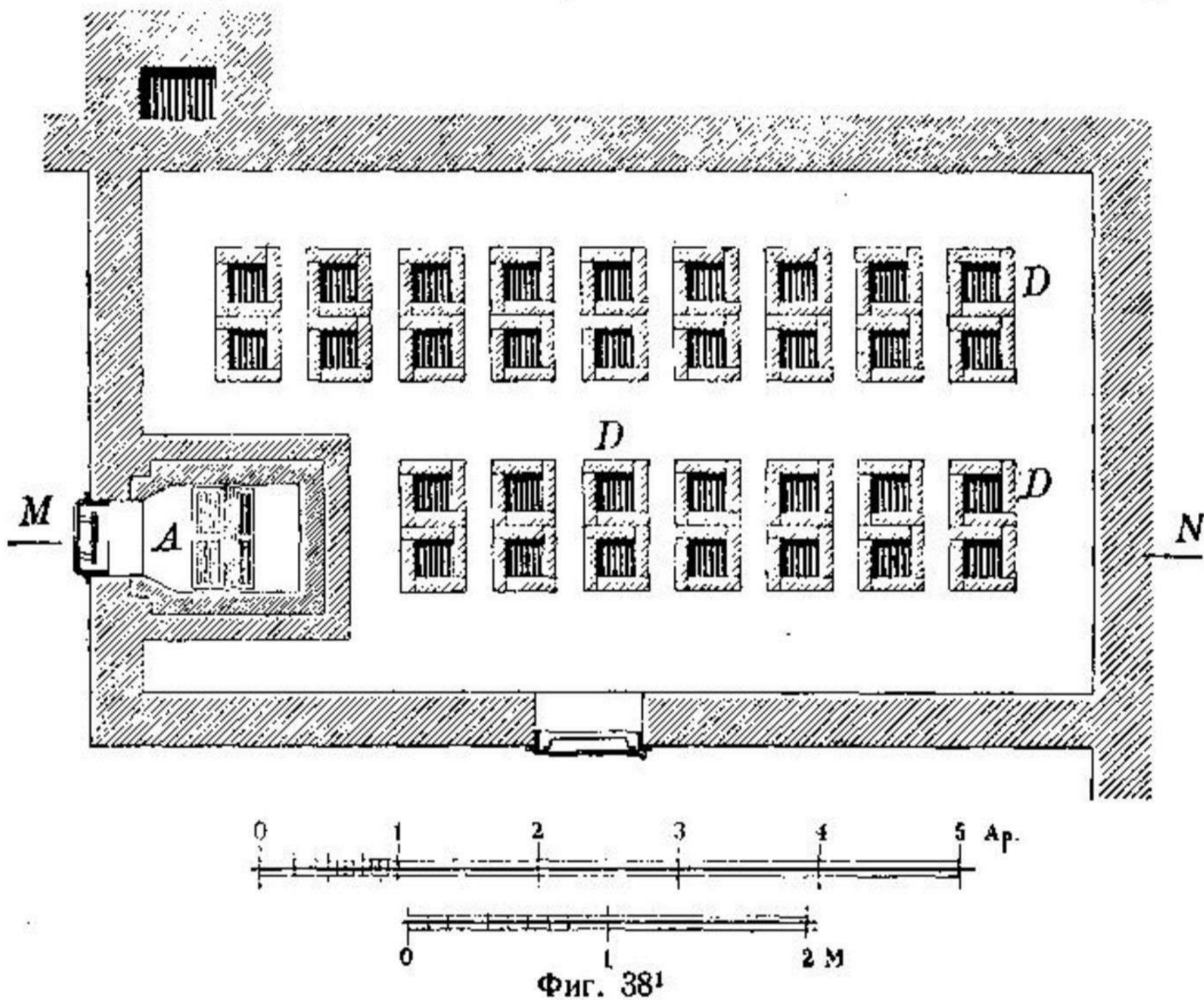
$$F_1 = \frac{16\ 000}{240} = \approx 67 \text{ м}^2.$$



Фиг. 38.

Калорифер Лукашевича принятого типа (фиг. 38 и 38¹) состоит из объемистого топливника, соединенного восходящим ходом с горизонтальным распределительным каналом, питающим вертикальные колодцы, нижние отверстия которых впадают в горизонтальный сборный канал, соединенный одним концом с дымовой трубой, а другим — с поддувалом топливника. Оба соединения снабжены плотными клапанами. Во время перерыва в топке клапан, соединяющий сборный канал с поддувалом, открыт, и под влиянием разности температур внутренних поверхностей газоходов происходит циркуляция воздуха между топливником и опускающимися колодцами, причем тепло, аккумулированное внутренними частями топливника, первого хода и насадки, переносится в колодцы, способствуя более равномерной по времени температуре их поверхности.

Главная поверхность нагрева в этой системе сосредоточена в колодцах. Принимая высоту калорифера равной h , а периметр одного колодца обозначая через P , можно считать поверхность одного колодца равной $P \cdot h$. Хотя эта величина и не соответствует действительности, так как в высоту калорифера входит не только высота колодца, но и высоты горизонтальных каналов, имеющих несколько иной периметр по отношению к одному колодцу ими обслуживаемому, однако, не впадая в грубую ошибку, мы можем принять, что весь калорифер как бы составлен из одних колодцев, имеющих высоту всего калорифера, а периметр соответствующий сечению колодца. В этом случае топливник с первым ходом, имеющий значительно больший периметр по сравнению с колодцами, считается за один колодец, а избыток его поверхности пополюняет поверхность остальных колодцев до принимаемой нормы. Если в нашем случае высота калорифера, по местным условиям,



не [может быть принята более 2 м, то периметр всех колодцев должен быть равен $P = \frac{F^1}{h} = \frac{67}{2} = 33,5$ м. При двойных колодцах системы Лукашевича периметр каждого равен 2 м, следовательно, калорифер должен иметь всего 17 колодцев, считая между ними один топливник с первым ходом, т. е. он должен, кроме топливника, иметь 16 опускающих колодцев. На фиг. 38¹ изображен калорифер Лукашевича с 16 двойными колодцами, снабженный шахтной толкой. Высота калорифера принята в 2 м. Объем его массива равен $13,5 \text{ м}^3$, что обеспечивает экономичное аккумулярование $13,5 \times 30\,000 = 405\,000$ калорий.

При работе циркуляции, когда часовой расход тепла достигает $16\,000 \text{ кал.}$, запаса хватит на $\frac{405\,000}{16\,000} = 25,3$ часа.

Если, кроме отопления, требуется пополюнять тепло, расходуемое на нагревание наружного воздуха, а этот расход, как увидим дальше, составляет в сутки $45\,000 \text{ кал.}$, то тепла, поглощенного массивом калорифера, хватит на

$$\frac{405\,000 - 45\,000}{16\,000} = \frac{360\,000}{16\,000} = 22,5 \text{ часа.}$$

Приимая во внимание часы топки, что составляет в сутки при одной топке около 4 часов, убеждаемся, что величина калориферного массива с некоторым избытком достаточна для равномерного нагревания отапливаемых помещений.

Внутренняя поверхность топливника и газоходов составляет в данной конструкции калорифера общую величину, почти равную внешней нагревательной его поверхности. Принимая их равными, имеем экономическое часовое поглощение тепла во время топки равным $67 \times 1500 = \approx 100\,000$ калорий, где 1500 есть часовое теплоглощение 1 м^2 внутренней поверхности. Отсюда видим, что число часов топки должно равняться при действии одной циркуляции 4 часам, при действии вентиляции в часы запытий (5 часов) — $\approx 4,5$ часа. Первая величина соответствует суточному доставлению 384 000 калорий, а вторая 429 000 калорий.

Приимая, что вентиляция должна действовать от 9 часов утра до 2 часов дня видим, что в те дни, когда она действует, топку калорифера следует начинать с 7 часов утра и заканчивать в $11\frac{1}{2}$ часов утра; в остальные дни, при работе одной циркуляции, время окончания топки соответствует 11 часам утра при том же начале топки в 7 часов утра. Часовая потеря тепла на нагревание воздуха составляет 9000 калорий, что равняется $\frac{9000}{16\,000} = 0,55$ или 56% от потери тепла, пополняемой путем циркуляции. Следовательно, данный калорифер, на основании формулы (34), несколько недостаточен на время вентиляции. Его поверхность следовало бы увеличить на 6%, что соответствует добавлению 1 колодца. Но прежде чем сделать такую добавку, следует выяснить ее практическую необходимость. Если, как это имеет место в данном случае, при составлении теплового баланса не было принято во внимание то количество тепла, которое доставляется животной теплотой пребывающих в вентилируемых помещениях и вызывающих своим присутствием самую потребность в доставлении наружного воздуха, нагреваемого калорифером, то следует убедиться, не покрывает ли это количество того тепла, которое может быть доставлено добавляемым колодцем. По самому скромному подсчету мы убеждаемся, что количество животной теплоты присутствующих более чем вдвое превышает доставление тепла добавочным колодцем. На этом основании мы можем без всякого риска остаться при ранее принятом калорифере, не делая в нем каких-либо добавок.

Переходим к определению размеров главных частей калорифера. Принимая при действии вентиляции 2 закладки дров в шахтную топку системы Лукашевича, определим величину шахты. Принимая, что вентиляция действует 5 часов в сутки, потеря же тепла внешними ограждениями происходит все 24 часа, получаем суточный расход тепла, пополняемый калорифером, $16\,000 \times 24 + 9000 \times 5 = 384\,000 + 45\,000 = 429\,000$ калорий.

Принимая $Q_{\text{раб}}$ для годовалых березовых дров равным 3300 калориям и коэффициент полезного действия калорифера — 0,70, получим потребный вес березовых дров на одну топку $= \frac{429\,000}{3300 \times 0,7} = \frac{429\,000}{2310} = 186 \text{ кг}$.

Принимая вес 1 м^2 дровяной кладки при 12-вершковых березовых дровах равным 260 кг, имеем для суточной топки потребность в $186 : 260 = \approx 0,7 \text{ м}^2$, 12-вершковых дров. При 2 закладках требуется ввести в шахту топливника за один раз $0,7 : 2 = 0,35 \text{ м}^2$.

Принимая ширину топливника равной 0,6 м, получим толщину слоя дров $0,35 : 0,6 = \approx 0,6 \text{ м}$. Длина поленьев 530 мм, что заставляет оставить в топливнике место в длину поленьев в 600 мм.

Площадь колосниковой решетки при топливнике Лукашевича $F'_{\text{II}} = 0,6F_{\text{II}} = = 0,6 \frac{W_{\text{сут.}}}{n \times 2500} = 0,6 \cdot \frac{429\,000}{4,5 \times 2500} = \approx 0,6 \times \frac{100\,000}{2500} = 24 \text{ дец}^2$, т. е. размер ее $= = 0,6 \times 0,4 \text{ м}^2$.

Площадь сечения дымовой трубы, при ее высоте не более 15 м, $F_{\text{III}} = \frac{100\,000}{10\,000} = = 10 \text{ дец}^2$ ($0,4 \times 0,25 \text{ м}$).

Такое же сечение имеет поддувало, а также и тот циркуляционный канал, который соединяет поддувало с нижним сборным горизонтальным каналом.

Площадь сечения первого хода: $2 \times 10 = 20 \text{ дец}^2 = (0,65 \times 0,30 \text{ м})$.

4. Калориферы воздушного отопления паровых и водяных систем.

Для нагревания воздуха с целью отопления помещений часто применяются те же самые нагревательные приборы центральных систем, с которыми мы познакомились при нагревании вентиляционного воздуха.

От этих приборов, в случае их применения для воздушного отопления, требуется нагревание воздуха до более высокой температуры, причем, в случае циркуляции и поступающий для нагревания воздух имеет более высокую температуру, чем при чисто вентиляционных установках.

Повышение температуры нагреваемого воздуха вызывает уменьшение разности температур между воздухом и нагревающей средой, что заставляет значительно увеличивать поверхность нагрева при том же доставлении тепла, как и при вентиляционной установке.

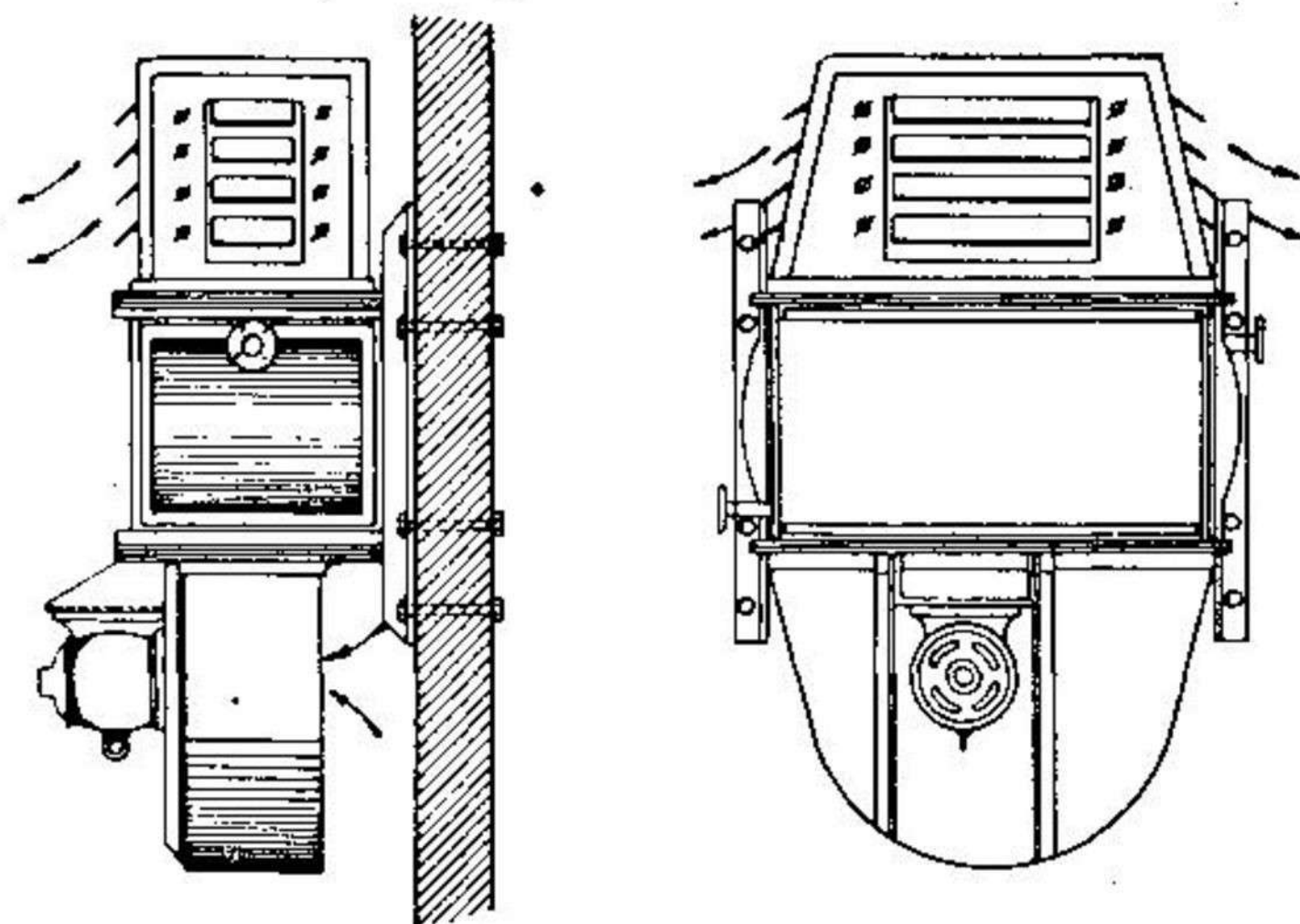
При вентиляторном дутье представляется возможным доставлять теплый воздух для отопительных целей на отдаленное расстояние от места его нагрева. Это позволяет ограничиваться малым числом нагревательных камер при большом районе отопления, но зато вызывает необходимость прибегать к длинным и широким духовым каналам и к мощным вентиляторам для перемещения больших воздушных масс со значительным противодавлением.

Если воздушное отопление основано целиком или отчасти (в связи с вентиляцией) с циркуляцией воздуха между калорифером и отапливаемыми помещениями, то, кроме воздушных каналов, необходимы и обратные, возвращающие охладившийся в помещениях воздух в калорифер для дальнейшего нагревания.

Если система воздушного отопления связана с центральной вентиляцией, то, кроме духовых и обратных каналов, требуются каналы вытяжные. Но и при наличии этих трех систем вентиляционных каналов бывает невозможно достичь желаемого обмена воздуха, не нарушая нормальных температурных условий в отдельных помещениях, так как центральная воздушная система отопления указанного устройства не позволяет изменять температуру воздуха, вводимого в отдельные помещения. Для достижения и этого условия необходима двойная система духовых каналов, из которых можно получить в каждое помещение воздух двух степеней нагрева: с одной стороны, нагретый до обычной нормы, свойственной системам воздушного отопления, а с другой — нагретый до температуры несколько недостающей температуры отапливаемых помещений. Для поддержания желаемой температуры вентиляционного воздуха, обе системы каналов или объединяются в своих концевых ответвлениях в общие приточные каналы, снабженные смешивательными клапанами, или каждая из духовых систем заканчивается своими самостоятельными приточными каналами с вы-

пусками в различных высотах в соответствии с температурой вводимого воздуха.

Вся эта сложная система вентиляционных каналов может быть значительно упрощена, если каждое отдельное помещение будет снабжено своим самостоятельным вентиляционно-отопительным прибором, включающим в себе: калорифер, вентилятор, воздухоприемник и обратный приток воздуха со смешивательным клапаном для установления требуемой температуры притекающего воздуха. Благодаря установке местных калориферов устраняется сложная сеть воздушных каналов. Она заменяется гораздо более простой и удобно приспособляемой ко всем местным условиям сетью труб, доставляющих в местные калориферы нагревающую среду: пар или горячую воду и отводящих конденсат или охлажденную воду.



Фиг. 39.

Устройство местных калориферов особенно рекомендуется в крупных помещениях, требующих больших агрегатов.

С устранением воздухопроводов при местных калориферах уменьшается сопротивление при нагнетании теплого воздуха в отапливаемые помещения и устраняется необходимость в установке центробежных вентиляторов, заменяя их более простыми — винтовыми.

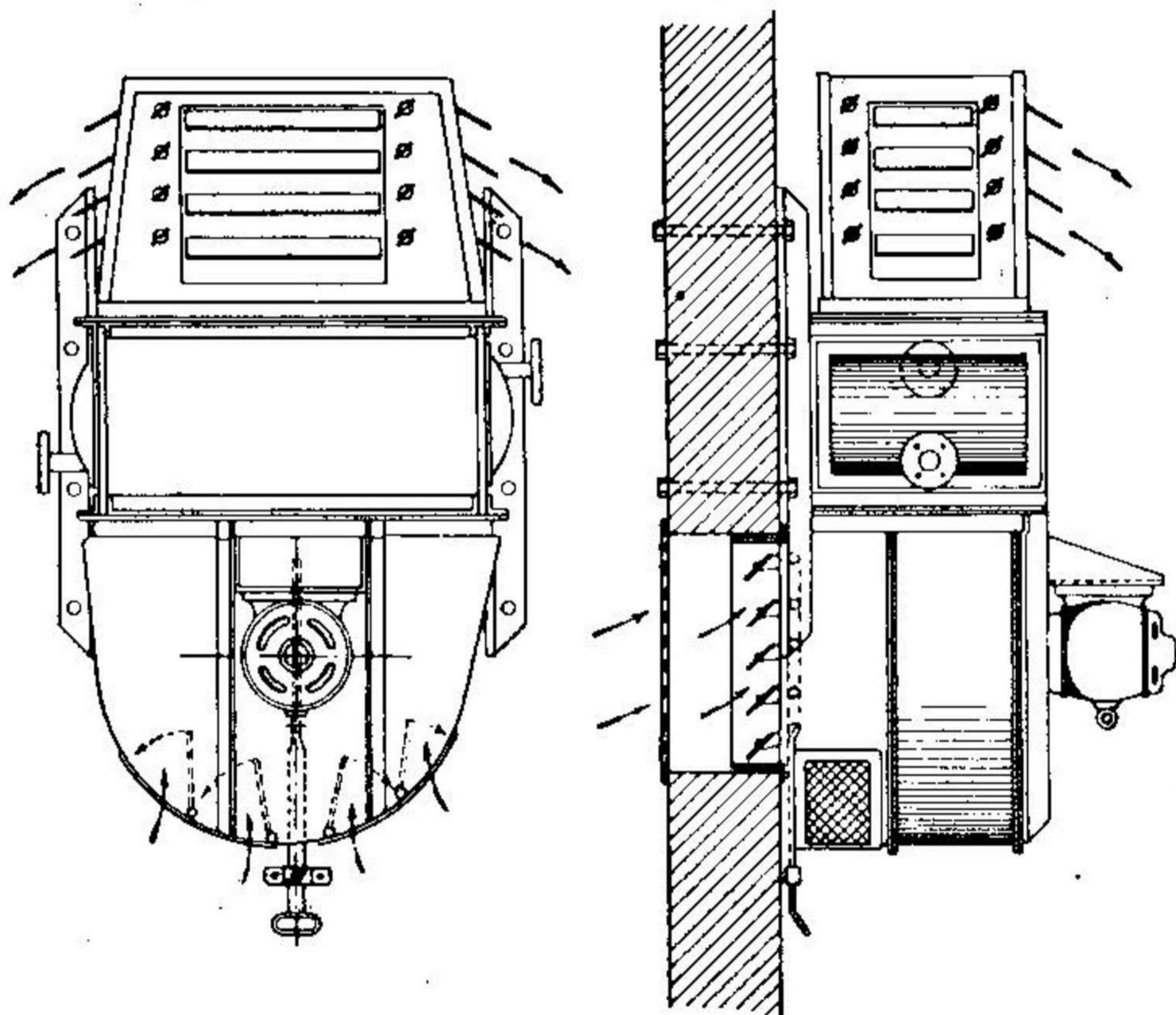
Внесение в отапливаемое и вентилируемое помещение местного калорифера с вентилятором, электромотором, клапанами и вентилями возможно лишь в том случае, если характер самого помещения допускает такую установку. Благодаря этому местные воздушно-отопительные установки рекомендуются и широко применяются для отопления и вентиляции фабричных и заводских помещений, складов, помещений временного пребывания людей и т. д.

Местные калориферы воздушного отопления представляют собой законченную компактную установку, в которой все детали согласованы:

между собой, а все целое удобно приспособляется к тем строительным конструкциям, к которым данная установка укрепляется (фиг. 39).

Местный калорифер устанавливается всегда на такой высоте от пола отапливаемого помещения, чтобы не мешать свободному движению под ними. Благодаря этому нижний пояс отапливаемого помещения может недостаточно участвовать в циркуляции воздуха, выравнивающей температуру помещения.

Чтобы устранить отставание температуры рабочей зоны от верхних слоев, придают токам нагретого воздуха, выбрасываемого венти-



Фиг. 40.

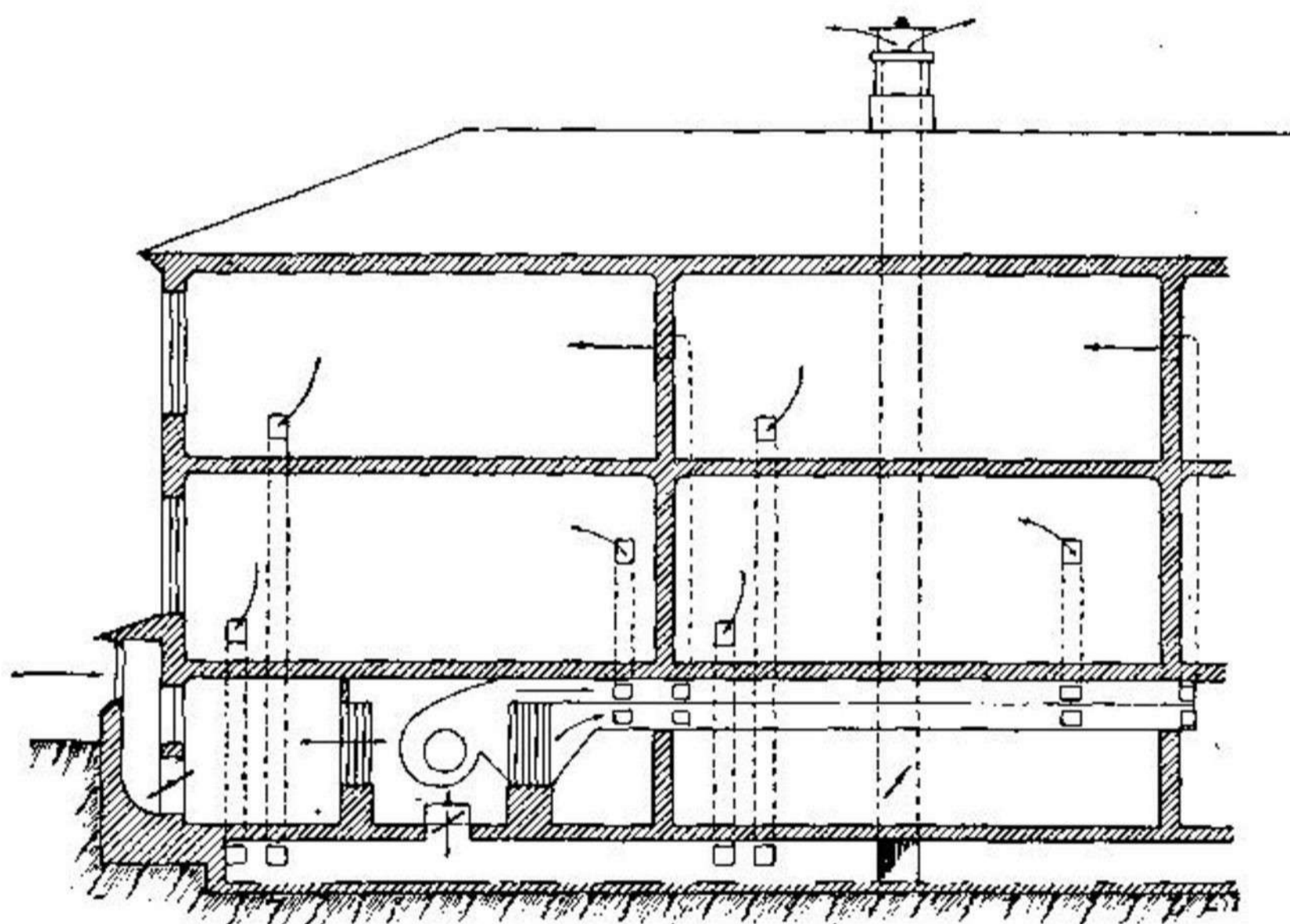
лятором, направление вниз с тем, чтобы эти токи доходили бы до пола отапливаемого помещения, устраняя места застоя более холодного воздуха.

Хотя такое приспособление достигает цели поддержания равномерной температуры по высоте, но оно в значительной степени беспокоит тех, кто по условиям распределения людей в помещении попадает в сферу воздействия этих токов. Это воздействие приобретает совершенно недопустимый характер, когда тот же прибор служит для вентиляционных целей (фиг. 40) и доставляет воздух пониженной температуры. В этом случае является необходимым придавать токам венти-

ляционного воздуха направление вверх, переставляя соответственно направление пластин в выходном клапане.

Для достижения компактности и легкости отопительно-вентиляционного прибора его снабжают обычно пластинчатым калорифером, придавая прибору ту форму, которая дает возможность удобно прикреплять его к стенам или к колоннам.

В большинстве случаев калорифер местного прибора питается паром повышенного давления, что не позволяет регулировать его теплоотдачу. Для достижения регулирования температуры доставляемого воздуха иногда служит обходный клапан, позволяющий воздуху помещения циркулировать, минуя калорифер, и поступать в вентилятор, разбавляя тот горячий воздух, который проходит через калорифер.



Фиг. 41.

При действии приточной вентиляции для понижения температуры вентиляционного воздуха служит подобный же клапан, разбавляющий перегретый вентиляционный воздух холодным наружным.

Если при действии притока наружного воздуха требуется его увлажнение, то прибор снабжается или непосредственным вводом пара в ток подогретого воздуха, что рекомендуется при пользовании для нагревания чистым паром, полученным от испарения в паровом котле чистой воды, или испарением воды из водопровода в особом кипятильнике и доставлении готового чистого пара в увлажнительные краны местных приборов.

В общественных зданиях установка местных паровых калориферов встречает затруднение вследствие некоторого шума, вызываемого работой мотора и вентилятора, а также вследствие невозможности со-

гласования внешнего вида калорифера с общей архитектурной отделкой помещений. В этом случае применяется центральная система паро- или водо-воздушного отопления. Фиг. 41 поясняет устройство подобной системы. Наружный воздух в объеме, соответствующем санитарным нормам, засасывается через внешний воздухоприемник и нагревается до температуры, недоходящей до температуры помещений, имея в виду поглощение животной теплоты. В некоторых случаях этот воздух увлажняется, имея в виду поддерживать в вентилируемых помещениях влажность воздуха в 40—50%, добавляя к выделяемой присутствующими влагой ту влагу, которая вносится вентиляционным воздухом.

Вслед за этим первичным нагревом наружного воздуха происходит примешивание к нему обратного воздуха, возвращаемого из отапливаемых помещений. Получаемая смесь засасывается вентилятором и нагнетается им в распределительную коробку, откуда воздух направляется двумя путями: непосредственно в распределительные воздуховоды прохладного воздуха и в воздуховоды теплого воздуха, после прохождения его через особый калорифер. Каждое помещение имеет два ввода воздуха в общий приточный канал, один из прохладного, другой из теплого воздуховода. С помощью смешивательных клапанов, приводимых в движение от руки из вентилируемых помещений или автоматически, что весьма распространено в американской практике, можно поддерживать желаемую температуру помещения, обеспечивая их надлежащим обменом. Извлекаемый воздух собирается в общий канал, имеющий сообщение с вытяжной трубой и со смешивательным отделением вентиляционной камеры. Во время бездействия искусственной вентиляции приточный клапан в воздухоприемном канале закрывается, а также закрывается клапан в вытяжной трубе. Остается одна циркуляция внутреннего воздуха, обеспечивающая отопление помещений (фиг. 41).

Пример. „Школа на 300 человек.“ Рассчитать центральную систему отопления и вентиляции при следующих данных:

а) Максимальная часовая потеря тепла в отапливаемом здании 100 000 калорий при $(T_1 - T_2) = 50^\circ$.

б) Необходимый обмен воздуха при $T_2 = -10^\circ$ и выше $L = 6000 \text{ м}^3$.

в) Тепловыделение присутствующих 18 000 калорий.

г) Выделение ими влаги 10 килограмм.

д) Отопление циркуляционное во время бездействия школы.

1) Задаемся температурой воздуха максимальной в 50°C при минимальной комнатной в 15° . Разность температур: $50^\circ - 15^\circ = 35^\circ$.

2) 1000 килограмм воздуха при понижении его температуры на 35°C выделяют $237 \times 35 = 8295$ калорий.

3) Для доставления 100 000 калорий требуется пропустить через систему отопления $100\,000 : 8295 = 12,05$ тысяч килограмм воздуха.

4) Пусть на одного человека принято 20 м^3 вентиляционного воздуха. Принимая температуру помещения в 20°C , получаем вес вводимого воздуха при данной температуре $\approx 20 \times 1,2 = 24$ килограмм, а всего $6000 \times 1,2 = 7200$ килограмм.

5) Для нагревания этого воздуха от -10° до $+20^{\circ}$ расходуется $237 \times 30 \times 7,2 = 7110 \times 7,2 = 51\,192$ калорий.

6) Принимая, что половина животной теплоты пойдет на повышение комнатной температуры, имеем на догревание вентиляционного воздуха 9000 калорий, что составляет $\frac{9000}{51\,192} = 0,17$ от общего нагрева вентиляционного воздуха.

7) Первый нагрев должен в этом случае повысить температуру наружного воздуха на $30 \times 0,83 = 24,9$, т. е. до $14,9^{\circ}\text{C}$, или $\approx 15^{\circ}\text{C}$.

8) Для нагрева наружного воздуха от -10° до $+15^{\circ}$ расходуется:

$$237 \times 25 \times 7,2 = 5925 \times 7,2 = 42\,660 \text{ калорий.}$$

Это тепло должно доставлять 1 ступень нагрева от -10° до $+15^{\circ}$.

9) Общее количество воздуха, доставляемого вентилятором: $12,05 + 7,2 = 19,25$ тысяч килограммов.

10) При внешней температуре -10°C количество тепла, доставляемого системой в часы уроков: $\frac{100\,000 \times 30}{50} = 60\,000$ калорий.

11) Требуемая разность температур для доставления 60 000 калорий:

$$(t_1 - t_2) = 60\,000 : 12,05 \times 237 = 60\,000 : 2855,85 = 21^{\circ}.$$

12) Принимая температуру воздуха в классе во время уроков в 20°C , получим температуру воздуха, поступающего через канал, $t_2 = 21 + 20 = 41^{\circ}\text{C}$.

13) При температуре вентиляционного воздуха равной 15°C , средняя температура воздуха в вентиляционных каналах

$$\frac{12,05 \times 41 + 7,2 \times 15}{19,25} = \frac{494,05 + 108}{19,25} = \approx 31,3^{\circ}\text{C}.$$

14) Количество воздуха, отводимого вытяжной трубой наружу при $+20^{\circ}$, 7,2 тысяч м, чему соответствует объем $7200 : 1,2 = 6000 \text{ м}^3$.

15) Объем воздуха, возвращаемого в догреватель — $12\,050 : 1,2 = \approx 10\,000 \text{ м}^3$.

16) Объем воздуха, перемещаемого вентилятором — $10\,000 + 6000 = 16\,000 \text{ м}^3/\text{сек.}$

17) Средняя температура воздуха в 1 нагревателе

$$\frac{-10 + 15}{2} = 2,5^{\circ}\text{C}.$$

18) Температура пара в нагревателе 100°C , принимая низкое давление.

19) Задаваясь 4-рядным калорифером Стюртеванта при $v = 10 \text{ м/сек}$, $k = 81$ и разностью температур $100 - 2,5 = 97,5$, получим теплоотдачу 1 м² трубчатой поверхности

$$w_1 = 81 \times 97,5 = 7897.$$

20) Требуемая поверхность калорифера F .

$$F = 42\,660 : 7897 = 5,4 \text{ м}^2.$$

21) При средней температуре воздуха в $2,5^{\circ}$ его объем $7200 : 1,28 = 5625 \text{ м}^3$, что дает в 1 секунду $5625 : 3600 = 1,56 \text{ м}^3$.

22) При $v = 10 \text{ м/сек}$. площадь просветов между трубами калорифера $f = 0,156 \text{ м}^2$.

23) Принимая высоту калорифера 1,5 и просвет между трубами в 0,025 м, получим площадь 1 просвета $0,02 \times 1,5 = 0,03 \text{ м}^2$.

24) Требуется калорифер в $0,156 : 0,03 = 5,2$ просветов. Принимаем раму в 6 труб.

25) При внешнем диаметре труб в 0,048 м поверхность 1 трубы $0,15 \times 1,5 = 0,225 \text{ м}^2$ а всей рамы $6 \times 0,225 = 1,35 \text{ м}^2$. Принимая поверхность поперечных соединительных труб, округляем поверхность 1 рамы до $1,5 \text{ м}^2$.

26) Требуется установить в I калорифере

$$5,4 : 1,5 = \infty 4 \text{ рам.}$$

27) Средняя температура воздуха во II калорифере при максимальном его действии:

$$\frac{20 + 50}{2} = 35^\circ\text{C.}$$

28) Разность температур между паром и воздухом $100^\circ - 35^\circ = 65^\circ$.

29) Принимая $v = 10 \text{ м/с}$ и $k = 81 \times 0,93 = 75,3$. 1 м^2 трубчатой поверхности доставляет в 1 час $75,3 \times 65 = 4894,5$ калорий.

30) Требуемая поверхность нагрева:

$$100\ 000 : 4894,5 = 20,4 \text{ м}^2.$$

31) Объем воздуха при температуре 35° равен: $12\ 050 : 1,146 = 10\ 514 \text{ м}^3$, что дает в 1 секунду $10\ 514 : 3600 = 2,92 \text{ м}^3$.

32) При скорости 10 м/с в просветах калорифера площадь просветов должна равняться: $2,92 \times 0,1 = 0,292 \text{ м}^2$.

33) Принимая высоту труб в $1,5 \text{ м}$ и расстояние между ними $0,02 \text{ м}$, чему соответствует просвет в $0,02 \times 1,5 = 0,03 \text{ м}^2$, получим $0,292 : 0,03 = \infty 10$ просветов, чему соответствует рама в 11 труб.

34) Поверхность трубчатой рамы в 11 труб $F = 0,225 \times 11 = 2,47 \text{ м}^2$. Учитывая поверхность соединительных труб, получаем полную поверхность нагрева $2,5 \text{ м}^2$.

35) Требуется установить калориферы в $20,4 : 2,5 = 8$ рам.

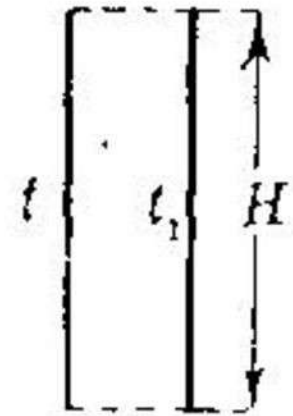
ГЛАВА IV.

РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ.

1. Движение воздуха в каналах.

Движение воздуха в каналах вызывается или естественным путем под влиянием разности температур внутри канала и вне его, или искусственным — с помощью вентиляторов, дефлекторов и тому подобных приспособлений.

Рассмотрим первый случай. На фигуре (42) изображен открытый с обоих концов вертикальный канал высотой H метров, в котором поддерживается температура воздуха t_1 , тогда как внешняя температура равна t , причем $t_1 > t$.



Фиг. 42.

Обозначая вес 1 м^3 воздуха при температуре t через γ , причем $\gamma = \frac{1,293}{1 + \alpha t}$, а вес 1 м^3 воздуха при t_1 через $\gamma_1 = \frac{1,293}{1 + \alpha t_1}$, получим разность давлений на 1 м^2 сечения канала:

$$H \cdot \left(\frac{1,293}{1 + \alpha t} - \frac{1,293}{1 + \alpha t_1} \right) = H \cdot \left(\frac{1}{1 + \alpha t} - \frac{1}{1 + \alpha t_1} \right) \cdot 1,293.$$

Величину этой разности давлений или „напора“ можно измерять или высотой воздушного столба при 0° и нормальном барометрическом давлении, или высотой водяного столба при температуре $+4^\circ$, т. е. при удельном весе воды равном 1.

В первом случае, если мы обозначим высоту воздушного столба в метрах через H_0 , то, принимая во внимание, что вес 1 м^3 воздуха при 0° равен 1,293, получаем: $H_0 \cdot 1,293 = H \cdot \left(\frac{1}{1 + \alpha t} - \frac{1}{1 + \alpha t_1} \right) \cdot 1,293$ или

$$H_0 = H \cdot \left(\frac{1}{1 + \alpha t} - \frac{1}{1 + \alpha t_1} \right). \quad (42)$$

Во втором, для величины напора h , выраженной в килограммах на 1 квадр. метр или в миллиметрах водяного столба, что одно и то же, имеем

$$h = H \cdot \left(\frac{1}{1 + \alpha t} - \frac{1}{1 + \alpha t_1} \right) \cdot 1,293. \quad (43)$$

Измерение величины напора при расчетах удобнее производить высотой воздушного столба, так как это измерение производится с применением крупного масштаба и с упрощением вычислений, что видно из сравнения формул (42) и (43). Это удобство обнаруживается всего больше при естественных напорах, величины которых вообще весьма невелики. При искусственных напорах более принято производить измерения в мм водяного столба. Перевод одного измерения в другое производится с помощью формул

$$h = H_0 \times 1,293 \quad (44)$$

и

$$H_0 = \frac{h}{1,293}. \quad (45)$$

Под влиянием напора воздух в канале движется с некоторой скоростью, преодолевая те сопротивления, которые на его пути встречаются, и преодолевая инертность неподвижного воздуха. Как и при движении воды и пара в трубах, так и при движении воздуха в каналах имеется связь между величиной напора и скоростью.

Обозначая вес воздушного столба, измеряющего напор, через $H_0 \gamma_0 = H_0 \times 1,293$, а вес 1 м³ воздуха, двигающегося в канале со скоростью v , через $\gamma_1 = \frac{1,293}{1 + \alpha t_1}$ и вставляя обе величины в выражение зависимости между скоростью и напором,¹ получим

$$H_0 \times 1,293 = \frac{v^2}{2g} \times \frac{1,293}{1 + \alpha t_1} (1 + Z),$$

или после сокращения:

$$H_0 = \frac{v^2}{2g(1 + \alpha t_1)} (1 + Z). \quad (46)$$

Величину H_0 можно разложить на две части $H_0 = H_v + H_z$. Величина H_v определяет ту часть напора, которая расходуется на создание скорости v , т. е. на преодоление инертности неподвижного воздуха, она равна в формуле (46)

$$H_v = \frac{v^2}{2g(1 + \alpha t_1)} \cdot 1. \quad (47)$$

Этот напор, составляющий часть общего „располагаемого“ напора, называется „скоростным“.

Другая часть располагаемого напора H_z , расходуемая на преодоления сопротивлений при движении воздуха в канале и равная в формуле (46)

$$H_z = \frac{v^2}{2g(1 + \alpha t_1)} \cdot Z \quad (48)$$

называется „высотой сопротивлений“.

¹ $h = \frac{v^2}{2g} \gamma \cdot (1 + Z).$

Сопротивления движению воздуха в каналах состоят из сопротивлений трения воздуха о стенки канала и из местных сопротивлений — колен, ответвлений, клапанов, решеток.

На основании этого мы можем разложить величину H_Z на две части $H_Z = H_R + H_S$, где H_R есть напор, расходуемый на трение, а H_S напор, расходуемый на преодоление местных сопротивлений.

Величина H_R пропорциональна периметру канала и его длине, а также коэффициенту трения и обратно пропорциональна площади его сечения. Следовательно:

$$H_R = \frac{v^2}{2g(1 + \alpha t)} \cdot \frac{\rho \cdot l \cdot u}{f}, \quad (49)$$

где l — длина канала в метрах, u — его периметр в метрах, f — сечение канала в квадратных метрах.

Величина ρ не представляет собой чего-либо постоянного. Она зависит от скорости воздуха, от диаметра воздуховода и от его периметра.

Таблица 18 дает величины $\frac{\rho \cdot u}{f}$ для круглых, квадратных и прямоугольных каналов в кирпичных стенах, т. е. при недостаточно сглаженных их внутренних поверхностях. При металлических каналах, имеющих вполне гладкие поверхности, величины $\frac{\rho \cdot u}{f}$ могут быть приняты равными половине от величин обозначенных в таблице 18.

Для металлических каналов величина $\rho' = 0,5\rho$.

По исследованиям в Берлинской испытательной станции, произведенным Брабе и его сотрудниками над металлическими цилиндрическими каналами, величина h_R для воздуха, имеющего температуру 20° , чему соответствует $\gamma_1 = 1,2$, выражается так:

$$h_R = 6,61 \frac{v^{1,924}}{d^{1,281}} \text{ мм/вод. столба}, \quad (50)$$

где v — секундная скорость движения воздуха в метрах, d — диаметр цилиндрического канала или сторона квадратного канала, так как для обеих этих форм подходит формула (50).

Если канал имеет прямоугольное сечение, то для определения величины h_R можно пользоваться условной величиной dy , равнозначущей d в создании напора, причем

$$dy = \frac{2ab}{a+b}, \quad (51)$$

где a и b стороны фигуры прямоугольного канала.

Если удельный вес перемещаемого воздуха γ значительно отличается от γ_1 , как это имеет место, например, при воздушном отоплении или при перемещении газов, то величина h_R умножается на

$$\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852} \quad (52)$$

Величина H_R для стальных каналов, стенки которых не отличаются гладкостью, вдвое больше тех же величин для каналов металлических

Что касается величины H_z , то она может быть представлена в виде формулы:

$$H_z = \frac{v^2}{2g(1 + \alpha t_1)} \cdot \Sigma \zeta, \quad (53)$$

где под $\Sigma \zeta$ подразумевается сумма всех местных сопротивлений в рассчитываемом канале.

Для каналов круглого, квадратного и прямоугольного сечений можно принять следующие величины ζ :

Прямое колено круглого или квадратного сечения $\zeta = 1,5$

Прямое колено прямоугольного сечения $\zeta = 2,0$

Закругленное колено без различия формы $\zeta = 1,0$

Решетка, принимая ее просвет равным 0,5 просвета самого канала $\zeta = 1,5$

То же, но при 0,2 просвета $\zeta = 2,0$

Внезапное изменение сечения канала с f на f_1 $\zeta = \left(1 - \frac{f_1}{f}\right)^2$

(относя выражение ζ к скорости v_1 воздуха в более узкой части канала f_1)

Отвод при его радиусе около $3d$ $\zeta = 0,3$

Отвод при его радиусе $> 5d$ $\zeta = 0$

Косой тройник в ответвлении $\zeta = 1,5$

Плавное ответвление по прямому направлению $\zeta = 1,0 \frac{L_1}{L}$,

где L_1 объем отводимого воздуха, а L объем воздуха, продолжающего движение в прямом направлении.

Прямой тройник в ответвлении $\zeta = 2,0$

Прямой тройник при противотоке $\zeta = 3,0$

Вполне открытый клапан или задвижка $\zeta = 0$

Сопротивление при входе воздуха в отверстие в стене $\zeta = 1,0$

Сопротивление при входе воздуха в конец металлич. трубы $\zeta = 1,5$

Сопротивление при расширении конца трубы в виде раструба $\zeta = 0,5$

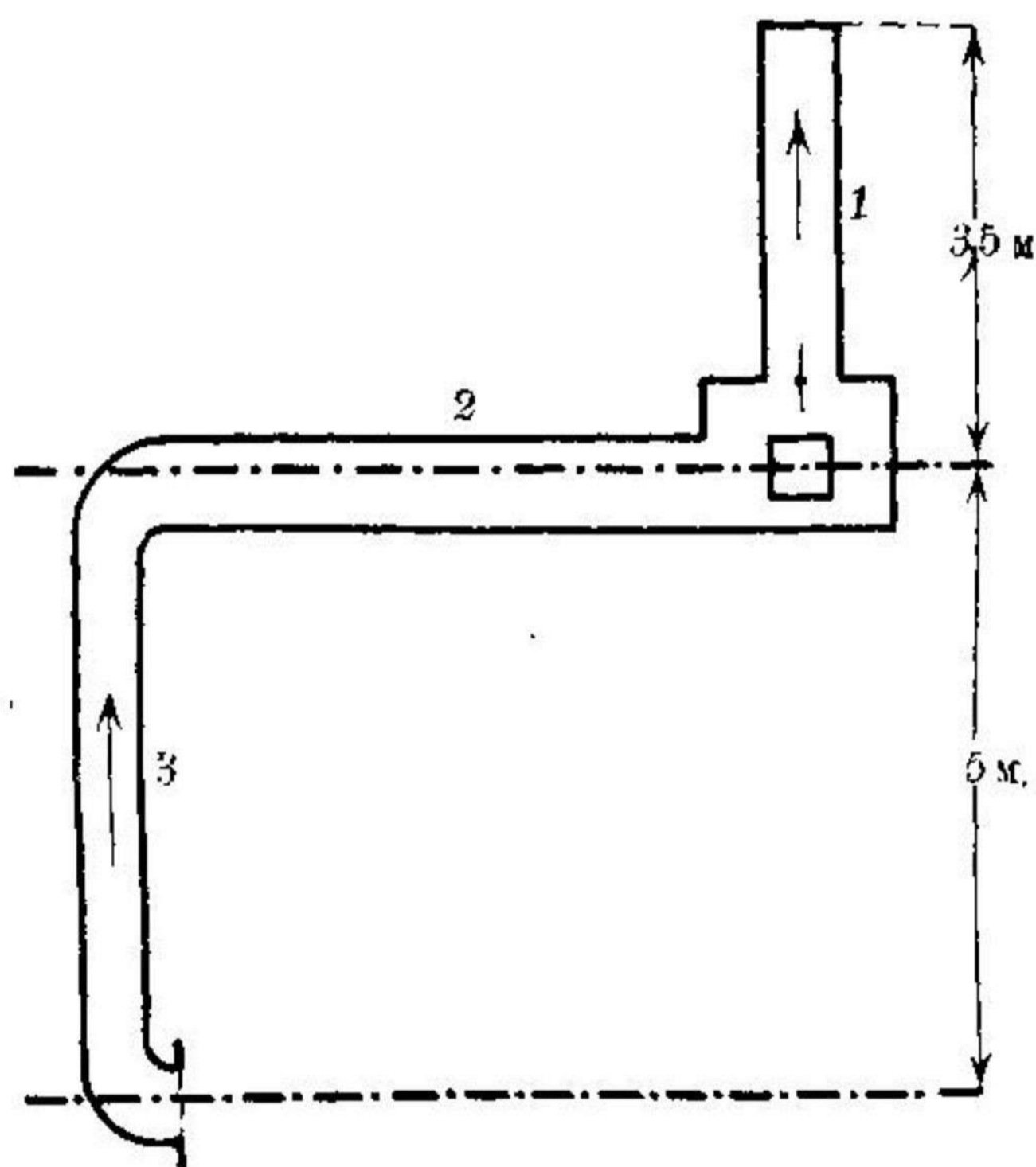
Все указанные величины относятся ко всем видам каналов, как металлических, так и из всякого рода строительных материалов.

Величина H_z обычно превосходит величину H_R , т. е. сопротивления местные отнимают большую часть располагаемого напора. Чем больше сечение канала, тем больший % общего напора расходуется на местные сопротивления. Величина процентного отношения местных сопротивлений к общему располагаемому напору составляет по Брабе.

| Участки каналов с измерением в свету | Величина местных сопротивлений в % к общему напору | |
|--------------------------------------|--|----------|
| | металлическ. | в кладке |
| От 50 до 100 мм | 40 | 30 |
| » 100 » 300 » | 60 | 50 |
| » 300 » 600 » | 80 | 70 |
| » 600 » 1100 » | 90 | 80 |
| Свыше 1000 » | 95 | 85 |

Из приведенной таблицы видно, что при больших сечениях каналов роль трения в величине сопротивлений ничтожна, что дает возможность вести расчет каналов, исходя из расходования напора лишь на местные сопротивления, и оставляя лишь некоторый незначительный избыток располагаемого напора на преодоление трения в каналах.

Для наглядного применения законом движения воздуха в каналах возьмем пример проверочного расчета уже принятых размеров каналов в вытяжной системе, обслуживающей одно большое помещение, причем в уровне расположения вытяжного отверстия давление воздуха равно атмосферному.



Фиг. 43.

На фиг. 43 изображена данная система. Она умышленно принята с недостаточными размерами некоторых частей, что позволяет путем расчета выяснить обуженные места каналов и найти правильные их размеры.

Пример 1. Проверить принятые размеры каналов вытяжной системы, которая должна обеспечить часовое удаление комнатного воздуха при его температуре 20° и при внешней температуре $+5^\circ$, в объеме 2000 м^3 .

У основания вытяжной шахты установлен нагревательный прибор, повышающий температуру извлекаемого воздуха на 10° . Располагаемый напор, создаваемый высотами воздушных столбов разных температур при равенстве давлений в начальном и конечном отверстиях вытяжной системы, $H_0 = H_1 (\gamma - \gamma_1)$, где H_0 — высота в метрах воз-

душного столба при 0° и 760 мм давления, H_1 — высота столба воздуха, подогретого до 30° , H_2 — высота столба воздуха, имеющего температуру 20° . Горизонтальный боров, имея высоту $H_2 = 0$, не создает напора, γ — удельный вес воздуха, вес 1 м^3 воздуха при 0° и 760 мм давления принят за единицу. При $t = +5^\circ$, $\gamma = 0,982$; γ_1 при 30° равна 0,901 и γ_2 при 20° равна 0,932. Все эти величины взяты из таблицы (9).

Вставляя их в выражение H_0 , получаем:

$$H_0 = 3,5(0,982 - 0,901) + 5(0,982 - 0,932) = 3,5 \times 0,081 + 5 \times 0,05 = 0,5335 \text{ метров воздушного столба при } 0^\circ.$$

Величина объема извлекаемого воздуха дается при температуре вентилируемого помещения, следовательно, в данном случае $L = 2000 \text{ м}^3$ при 20° . В вытяжной шахте, при температуре 30° , объем извлекаемого воздуха

$$L_1 = L \frac{1 + \alpha \cdot 30}{1 + \alpha \cdot 20} = 2000 \times 1,031 = 2068 \text{ м}^3.$$

Для наиболее систематичного ведения расчета составляем таблицу по приведенному образцу:

| 1 № участка | 2 $L_{\text{сек.}} = \frac{L_{\text{час}}}{3600}$ | 3 $v \text{ м/сек.}$ | 4 $f \text{ м}^2$ | 5 Принятые размеры каналов | 6 $\Sigma \zeta$ | 7 $\frac{v^2}{2g(1+at)}$ | 8 $H_S = \frac{v^2 \Sigma \zeta}{2g(1+at)}$ | 9 $\frac{\rho \cdot u}{f}$ | 10 $l \text{ м}$ | 11 $H_R = \frac{v^2 \cdot \rho u \cdot l}{2g(1+at)}$ |
|----------------|--|-------------------------|----------------------|-------------------------------|---------------------|-----------------------------|--|-------------------------------|---------------------|---|
| 1 | 0,574 | 2,42 | 0,237 | $D = 0,55 \text{ м}$ | 0,7 | 0,269 | 0,1883 | 0,051 | 3,0 | 0,0411 |
| 2 | 0,555 | 0,574 | 0,966 | $0,92 \times 1,05 \text{ м}$ | 1,0 | 0,0156 | 0,0156 | 0,027 | 5,0 | 0,0021 |
| 3 | 0,555 | 1,000 | 0,557 | $0,53 \times 1,05 \text{ м}$ | 3,0 | 0,0475 | 0,1425 | 0,039 | 5,0 | 0,0092 |
| | | | | | | | 0,3464 | | | 0,0524 |
| 1 ¹ | 0,574 | 1,5 | 0,38 | $D = 0,7 \text{ м}$ | 0,6 | 0,1034 | 0,0620 | 0,047 | 3,0 | 0,0146 |

В столбце 1 приведенной таблицы занумерованы все участки вытяжных каналов. Под участком подразумевается та часть канала, в которой перемещается по всей ее длине одно и то же количество воздуха при одинаковой скорости и при одной и той же температуре, причем сечение канала в участке остается одинаковым на всем его протяжении. В данном случае мы можем выделить 3 участка, удовлетворяющих этим условиям.

В столбце 2 приведены объемы перемещаемого воздуха в м^3 в 1 секунду. В нашем случае

$$L_{1 \text{ сек.}} = \frac{2068}{3600} = 0,574, \quad \text{а} \quad L_{2 \text{ сек.}} = L_{3 \text{ сек.}} = \frac{2000}{3600} = 0,555 \text{ м}^3.$$

В столбце 3 указаны скорости движения воздуха в участках, полученные из формулы $v = \frac{L_{\text{сек.}}}{f}$, где f — сечение канала в соответствующем участке.

В столбце 4 приведены величины f — сечения принятых каналов, выраженные в квадр. метрах.

В столбце 5 указаны принятые размеры каналов. В случае расчета каналов величины эти принимаются, задаваясь величинами v и определяя соответствующие f .

Для упрощенного определения всех этих величин служит таблица Ритчелля (табл. 18), в которой приведены наиболее применимые размеры вентиляционных каналов и соответствующие им величины f , u , а также $\frac{\rho \cdot u}{f}$, упрощающие расчет величин H_R .

В столбце 6 внесены величины местных сопротивлений в каждом участке. В участке 1 местные сопротивления состоят из местного расширения канала, имеющего $f_1 = 0,237$ до $f_0 = 1,5$ м², причем 1,5 м² составляет принимаемое сечение расширенной части. Величина $\zeta = \left(1 - \frac{f_1}{f_0}\right)^2 = \left(1 - \frac{0,237}{1,5}\right)^2 = 0,7$. Кроме того, в участке 1 имеется клапан, но сопротивление в нем, в открытом его состоянии, равно 0. В участке 2 местные сопротивления сводятся к одному закругленному колену, сечение которого приближается к квадрату, почему можно принять $\zeta = 1,0$. В участке 3 имеется решетка, просвет которой можно принять равным 0,5 просвета канала. Она снабжена открытым клапаном. Общее сопротивление в такой решетке $\zeta = 1,5 + 0 = 1,5$. Кроме того, в участке 3 имеется закругленное колено прямоугольного сечения, для которого можно принять $\zeta = 1,5$. Следовательно,

$$\Sigma \zeta = 1,5 + 1,5 = 3,0.$$

В столбце 7 приведены величины $\frac{v^2}{2g(1 + \alpha t)}$, которые необходимы для определения величин H_v , H_S и H_R , так как во всех соответствующих формулах участвуют величины $\frac{v^2}{2g(1 + \alpha t)}$. Величины $\frac{1}{1 + \alpha t}$ берутся из таблицы № 9, а величины v из столбца 3.

В столбце 8 определены величины напоров, расходуемых на преодоление местных сопротивлений H_S из формулы $H_S = \frac{v^2 \cdot \Sigma \zeta}{2g(1 + \alpha t)}$, причем величины $\Sigma \zeta$ берутся из столбца 6, а $\frac{v^2}{2g(1 + \alpha t)}$ из столбца 7.

В столбце 9 приведены величины $\frac{\rho \cdot u}{f}$, взятые из таблицы № 18 согласно принятым размерам каналов, указанным в столбце 5.

В столбце 10 указаны длины участков в метрах, измеряемые по осевым линиям каналов.

В столбце 11 вычислены величины напоров, расходуемых на трение в участках каналов:

$$H_R = \frac{v^2}{2g(1 + \alpha t)} \cdot \frac{\rho \cdot u}{f} \cdot l.$$

Величины H_R получаются путем перемножения величины 7, 9 и 10 столбцов.

Суммируя все величины столбца 8, мы получаем общий напор, расходуемый на преодоление местных сопротивлений в системе:

$$H_S = 0,3464.$$

Суммируя величины 11 столбца, получаем $H_R = 0,0524$.

Общий напор $H_Z = H_S + H_R = 0,3464 + 0,0524 = 0,3988$.

Отношение $\frac{H_S}{H_Z} = \frac{0,3464}{0,3988} = \approx 0,87$, что согласуется с таблицей Брабе и указывает на незначительную роль трения в потере напора в крупных каналах.

При определении величины H_v в выражении $H_0' = H_v + H_S + H_R$, где H_0' — расходный напор в системе, а H_v — скоростной напор, расходуемый на создание скорости v ,

мы останавливаемся перед вопросом, на какой скорости остановиться при определении величины H_v . Во всех трех участках наблюдаются различные скорости, и все они создаются за счет общего располагаемого напора H_0' . Когда создаваемая таким образом скорость в участке, с которого начинается движение воздуха, уменьшается при передаче воздуха в следующий участок, то за счет уменьшения скорости происходит обратное явление — повышение рабочего напора в этом, следующем участке.

Этот прирост рабочего напора может быть выражен уравнением

$$H_{доб.} = \mu \left(\frac{v_1^2}{2g(1 + \alpha t_1)} - \frac{v_2^2}{2g(1 + \alpha t_2)} \right),$$

где v_1 и v_2 — скорости движения воздуха в соседних участках, а t_1 и t_2 — температуры воздуха. Величина μ — коэффициент полноты перехода скоростного напора в статический зависит от плавности изменения скоростей, что устраняет вихревые движения или уменьшает их. При плавном переходе, с применением постепенных расширений каналов при больших скоростях, величина μ может быть принята равной 0,9. При малых скоростях мы можем, в пределах точности расчета, принять μ равным 1,0. Из этого видно, что скоростные напоры, возрождающиеся или меняющиеся на пути движения воздуха в системе, не отражаются на общей величине расходуемого в пути напора, и лишь последний скоростной напор, соответствующий скорости выхода воздуха из конца последнего участка, теряется, поглощая соответствующий напор H_v . Итак, в нашем случае $H_v = \frac{v_1^2}{2g(1 + \alpha 30)} = 0,269$ (смотри столбец 7, участок 1).

Весь расходуемый напор в системе $H_0' = H_v + H_S + H_R = 0,269 + 0,3464 + 0,0524 = 0,6678$ метра воздушного столба.

Сравнивая располагаемый напор с расходуемым, мы видим, что первый меньше последнего, что указывает на невозможность достижения необходимых скоростей для доставления установленных объемов перемещения воздуха в системе. Отыскивая причину несоответствия между напорами, мы прежде всего обращаем внимание на слишком большую величину H_v . Она составляет около половины всего располагаемого напора, что явно невозможно. Действительно, величина $\frac{v_1^2}{2g(1 + \alpha t_1)}$ фигурирует в величине H_0' , как таковая, равная H_v и как множимое первого члена второго слагаемого $H_S \dots \frac{v_1^2 \sum \zeta}{2g(1 + \alpha t_1)}$, но $\sum \zeta = 0,7$, следовательно, один скоростной напор и напор местных сопротивлений поглотили $0,5 + 0,5 \times 0,7 = 0,85$ всего располагаемого напора, а между тем остался почти необеспеченным располагаемым напором весь путь движения воздуха в участках 2 и 3, и отчасти 1.

Величина $v_1 = 2,42$ м излишне велика. Скорость в вытяжной трубе, хотя и желательно доводить до 2 м/сек., но при естественном напоре приходится во многих случаях уменьшать эту скорость до 1,5 м/сек. Принимая $v_1 = 1,5$ м/сек., получим величины, приведенные в графе 1' расчетной таблицы, причем, заменяя величины H_v , H_S и H_R новыми в соответствии с графой 1', получим $H_0' = H_{v_1} + H_{S_1} + H_{R_1} = 0,1034 + (0,0620 + 0,0156 + 0,1425) + (0,0146 + 0,0021 + 0,0092) = 0,1034 + 0,2201 + 0,0259 = 0,3494$ метра воздушного столба при $H_0 = 0,5335$ м. Следовательно, имеется запас напора в $0,5335 - 0,3494 = 0,1841$, что позволяет уменьшить подогревание воздуха в шахте.

Теперь нам легче решить обратную задачу — определить размеры каналов в данной вытяжной системе при соблюдении тех же условий извлечения воздуха и его подогревания в шахте. Располагаемый напор остается прежним $H_0 = 0,5335$.

Задаваясь в участках 1 и 2 теми скоростями, которые являются обычными для вытяжных труб и вытяжных боровов, а именно $v_1 = 1,5$ м/сек. и $v_2 = 0,75$ м/сек., мы получаем заполнение 1 и 2 граф расчетной таблицы по принятому способу, причем графа 1 уже была нами заполнена под № 1¹ в первой расчетной таблице.

Составляем расчетную таблицу по прежнему образцу.

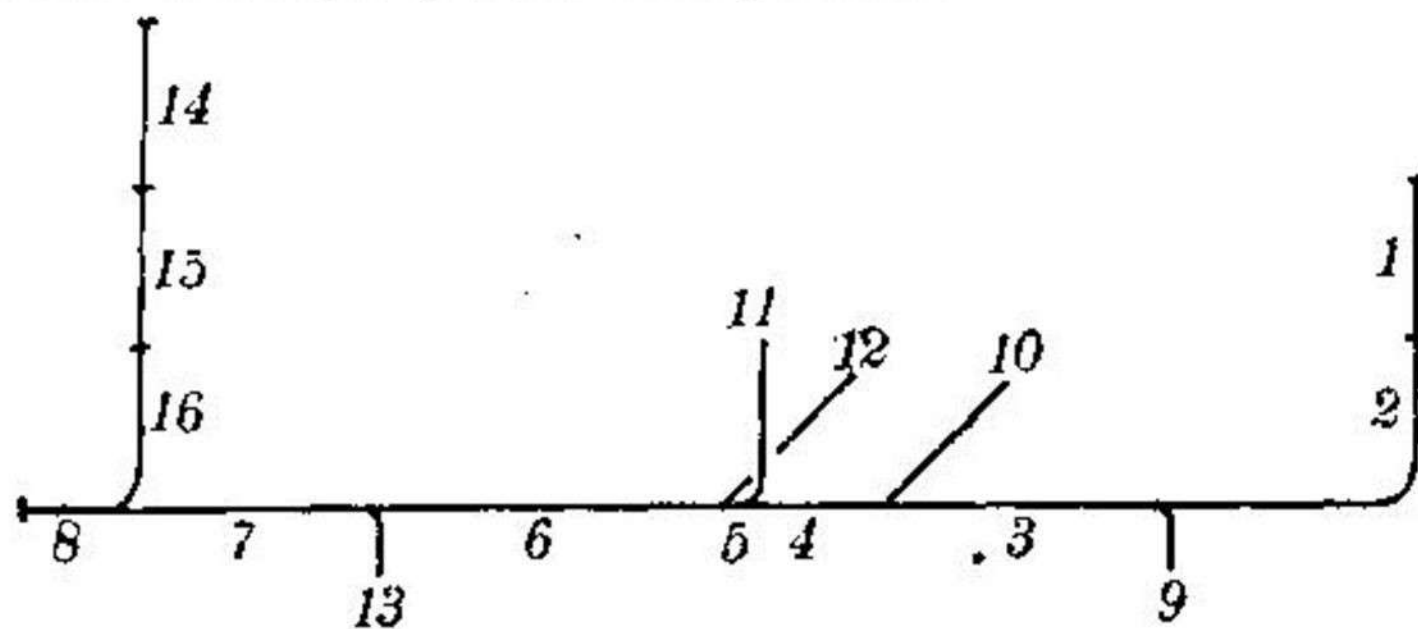
| № | $L_{сек.}$ | v | f | Размеры каналов | $\Sigma \zeta$ | $\frac{v^2}{2g(1+\alpha t)}$ | H_S | $\frac{\rho \cdot u}{f}$ | l | H_R |
|---|------------|------|-------|--------------------|----------------|------------------------------|--------|--------------------------|-----|--------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| 1 | 0,574 | 1,5 | 0,38 | $D = 0,7$ | 0,6 | 0,1034 | 0,0620 | 0,047 | 3,0 | 0,0146 |
| 2 | 0,555 | 0,75 | 0,74 | $0,7 \times 1,05$ | 1,0 | 0,0267 | 0,0267 | 0,032 | 5,0 | 0,0043 |
| 3 | 0,555 | 1,20 | 0,462 | $0,53 \times 0,92$ | 3,0 | 0,0684 | 0,2052 | 0,040 | 5,0 | 0,0137 |
| | | | | | | | 0,2939 | | | 0,0326 |

Суммируя расходуемый напор в участках 1 и 2, имеем $H_0'' = H_{v_1} + H_{S_1} + H_{R_1} = 0,1034 + (0,0620 + 0,0267) + (0,0146 + 0,0043) = 0,1034 + 0,0887 + 0,0189 = 0,2110$. Следовательно, на участок 3 остается напор $0,5335 - 0,2110 = 0,3225$.

Ритчель несколько расширил и исправил таблицу, составленную Дегеном, в которой приводится связь между достижимой скоростью в канале и его высотой и разностью температур. Таблица эта под № 17 приведена в курсе. По этой таблице при $H = 8,5 \text{ м}$, $t_2 - t = 15^\circ$, $v = 1,2 \text{ м}$. Принимая эту скорость и вводя соответствующие величины в графу 3 таблицы, имеем $H_0' = H_v + H_S + H_R = 0,1034 + 0,2939 + 0,0326 = 0,4299 \text{ м}$ при $H_0 = 0,5335$.

Полученный избыток располагаемого напора $H_0 - H_0' = 0,5335 - 0,4299 = 0,1036$, что позволяет несколько уменьшить нагревание воздуха в шахте. Располагаемый напор в данной системе, выраженный высотой водяного столба в мм, будет равен $h_0 = 1,293 H_0 = 1,293 \times 0,5335 = 0,6898 \text{ мм}$.

Пример 2. Вентилятор доставляет в воздуховод 6000 м^3 в 1 час со скоростью выхода воздуха из выпускного отверстия вентилятора в $18,6 \text{ м}$ в 1 сек. при статическом напоре в 30 мм водяного столба. Определить сечение данного воздуховода при скорости выхода воздуха из выпускных отверстий воздуховода в 2 м/сек . Фиг. (44) изображает схему воздуховода, на которой указаны №№ участков.



Фиг. 44.

Имея в виду, что главную роль в расходовании располагаемого напора играют местные сопротивления, определим прежде всего величину располагаемого напора и ту его долю, которая расходуется на местные сопротивления.

Чтобы пользоваться имеющимися в нашем распоряжении таблицами, облегчающими расчет, мы должны все величины напоров принимать в метрах воздушного столба при 0° и 760 мм барометрического давления.

Статический напор, создаваемый вентилятором, равный 30 мм водяного столба, будет равен $H_c = 30 : 1,293 = \approx 23,2$ м воздушного столба.

Воздух входит в воздуховод со скоростью $v_1 = 18,6$ м/сек., а выходит из него со скоростью $v_2 = 2$ м/сек., следовательно, все понижение скорости в воздуховоде за исключением небольшой потери на реакцию при изменении скоростей, которую можно довести до минимума плавностью переходов от одной скорости к другой, пойдет на создание добавочного статического напора

$$H_0 = \mu \left(\frac{v_1^2}{2g(1 + \alpha t_1)} - \frac{v_2^2}{2g(1 + \alpha t_2)} \right).$$

В нашем случае $t_1 = t_2 = 20^\circ$, причем $\frac{1}{2g(1 + \alpha t)} = 0,0475$.

Величина μ может быть принята, при плавном понижении скорости, равной 0,9, следовательно, $H_0 = 0,9 \times (18,6^2 - 2^2) \times 0,0475 = 14,62$ метра воздушного столба. Итак, весь напор, расходуемый в воздуховоде, равен $H_0 = 23,2 + 14,62 = 37,82$ метра воздушн. столба.

Для определения того процента напора, который расходуется на местные сопротивления, мы должны, хотя бы грубым путем, определить средний диаметр воздуховода.

Средний объем перемещаемого воздуха в среднем сечении воздуховода равен $6000 \times 0,5 = 3000$ м³. Средняя скорость в этом сечении при плавности изменения скоростей $v_{\text{сред.}} = \frac{18,6 + 2}{2} = \approx 10$ м/сек. При этой скорости среднее сечение воздуховода $f = \frac{3000}{3600 \times 10} = 0,0833$ м², чему соответствует $D = \approx 0,350$.

При таком диаметре, по Брабе, местные сопротивления поглощают 0,8 располагаемого напора, т. е. в нашем случае $0,8 \times 37,82 = \approx 30$ метр. воздушн. столба.

Сумма всех местных сопротивлений во всех участках главного пути воздуховода по расчетной таблице, ниже приведенной, составляет $\sum \zeta = 11$. Принимая действительную среднюю скорость воздуха в главном пути равной v_0 , имеем величину напора, расходуемого на преодоление местных сопротивлений $H_{\text{сред.}} = \frac{v_0^2 \cdot \sum \zeta}{2g(1 + \alpha t)}$. Вставляя цифровые величины, получим $30 = v^2 \times 11 \times 0,0475$. Откуда $v^2 = \approx 57$, $v = \sqrt{57} = \approx 7,6$ м. Если средняя скорость в воздуховоде равна 7,6 м, а конечная была принята в 2 м, то начальная скорость равна $7,6 + (7,6 - 2) = 13,2$ м. Для достижения плавности в изменении скоростей на всем пути движения воздуха равном 40 м мы должны увеличивать скорость, считая от участка 1-го, на $\frac{13,2 - 2}{40} = \approx 0,3$ м на каждый погонный метр воздуховода. Для составления полной расчетной таблицы воздуховода, составим предварительно вспомогательную таблицу по приведенному образцу.

| № участка | Конечная скорость | Длина канала | Начальная скорость | Средняя скорость | Соответствующее $L_{\text{сек.}}$ | f | Подходящее практически d |
|-----------|-------------------|--------------|--------------------|------------------|-----------------------------------|--------|----------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 1 | 2,0 | 4 | 3,2 | 2,6 | 0,043 | 0,0165 | 0,175 |
| 2 | 3,2 | 10 | 6,2 | 4,7 | 0,086 | 0,018 | 0,175 |
| 3 | 6,2 | 7 | 8,3 | 7,2 | 0,252 | 0,035 | 0,250 |
| 4 | 8,3 | 3 | 9,2 | 8,7 | 0,360 | 0,0414 | 0,250 |
| 5 | 9,2 | 1 | 9,5 | 9,3 | 1,200 | 0,13 | 0,400 |
| 6 | 9,5 | 6 | 11,3 | 10,4 | 1,250 | 0,12 | 0,400 |
| 7 | 11,3 | 6 | 13,1 | 12,2 | 1,400 | 0,12 | 0,400 |
| 8 | 13,1 | 3 | 14,0 | 13,5 | 1,670 | 0,123 | 0,400 |

Величины столбца 2 начинаются со скорости выхода воздуха и продолжаются, применяя предыдущие величины 4 столбца. Величины 4 столбца получены добавлением к конечной скорости предыдущего участка величины $0,3l$, где $0,3$ — прирост скорости, а l — длина участка.

Столбец 5 приводит те средние скорости в отдельных участках, которые было бы желательно в них поддерживать для плавности изменения скоростей. Они получены, как средние величины для приводимых в 2 и 4 столбцах.

Пользуясь величинами 5 столбца, определены желательные сечения каналов, указанные в столбце 7. Это определение произведено по формуле $f = \frac{L_{сек.}}{v_{сред.}}$, величины $L_{сек.}$ указаны в столбце 6 и взяты с данных схемы воздуховода.

На практике применяются каналы более или менее определенных размеров, которые лишь приблизительно могут соответствовать желаемым величинам f . В таблице (18) приведены диаметры таких каналов с соответствующими величинами f . Подбирая из них наиболее подходящие, мы получаем величины 8 столбца.

Теперь мы должны проверить достаточность и правильность принятых диаметров. Составляем для этого расчетную таблицу известного нам образца.

| № | $L_{сек.}$ | v | f | Размер канала | $\Sigma \zeta$ | $\frac{v^3}{2g(1+\alpha t)}$ | H_S | $\frac{\rho \cdot u}{f}$ | l | H_R |
|---|------------|-------|-------|---------------|----------------|------------------------------|--------|--------------------------|-----|---------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 |
| 1 | 0,043 | 1,8 | 0,024 | 0,175 | 3,0 | 0,154 | 0,462 | 0,389 | 4 | 0,2396 |
| 2 | 0,086 | 3,5 | 0,024 | 0,175 | 2,0 | 0,582 | 1,164 | 0,389 | 10 | 2,2640 |
| 3 | 0,252 | 5,1 | 0,049 | 0,250 | 1,0 | 1,235 | 1,235 | 0,137 | 6 | 1,0151 |
| 4 | 0,360 | 7,3 | 0,049 | 0,250 | 1,0 | 2,531 | 2,531 | 0,137 | 4 | 1,3870 |
| 5 | 1,200 | 10,0 | 0,126 | 0,400 | 1,0 | 4,750 | 4,750 | 0,074 | 1 | 0,3515 |
| 6 | 1,250 | 10,0 | 0,126 | 0,400 | 1,0 | 4,750 | 4,750 | 0,074 | 6 | 2,1090 |
| 7 | 1,400 | 11,1 | 0,126 | 0,400 | 1,0 | 5,852 | 5,852 | 0,074 | 6 | 2,5982 |
| 8 | 1,670 | 13,25 | 0,126 | 0,400 | 1,0 | 8,339 | 8,339 | 0,074 | 3 | 1,8513 |
| | | | | | | | 29,083 | | 40 | 11,8157 |

Общий использованный напор $H'_0 = H_{v_2} + H_S + H_R = 0,154 + 29,083 + 5,908 = 35,145$ при располагаемом $H_0 = 37,82$ м. Величина H_R принята в половинном размере, так как величины $\frac{\rho \cdot u}{f}$ относятся к стенным каналам, а не к металлическим, в последних величина ρ принимается вдвое меньшей.

Отношение между H_0 и H'_0 равно $\frac{37,82}{35,145} = 1,076$ дает 7,6% избытка располагаемого напора. Избыток в 5 — 10% следует признать желательным для покрытия случайных сопротивлений, поэтому все принятые размеры труб можно оставить без изменения.

Определим диаметр отрезка 11, доставляющего $0,840$ м³ при $l = 4$ м и $\Sigma \zeta = 4,5$. Ответвление 11 присоединено к концу 5 участка, следовательно, для выравнивания работы воздуховода необходимо, чтобы сумма сопротивлений в участке 11 равнялась сумме сопротивлений в участках 4, 3, 2, 1. Затрачиваемый в последних участках напор

$$H'_0 = H_{v_2} + H_{S_1} + H_{R_1} = 0,154 + 5,392 + 4,9057 \times 0,5 = 8,0 \text{ м.}$$

Освобождающийся напор при уменьшении скорости с 7,3 м, значащейся в начале участка 4, откуда берет начало и участок 11 до 2 м, выразится величиной

$$\mu \cdot \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g(1 + \alpha t)} \right) = 0,75 (7,3^2 - 2^2) \cdot 0,0475 = 0,75 \times (53,29 - 4) \times 0,0475 = 2,34 \text{ м.}$$

Суммарный напор $8,0 + 2,34 = 10,34 \text{ м}$. Принимая для ответвления 11 на пробу диаметр $D = 0,400$, получим

$$v = \frac{0,840}{0,126} = 6,6,$$

если $t = 20$, то

$$\frac{v^2}{2g(1 + \alpha t)} = 2,07,$$

$H_S = 4,5 \times 2,07 = 9,32 \text{ м}$. Из этого видно, что ответвление 11, вследствие значительных местных сопротивлений, должно иметь сечение не меньше, чем сечение общей питающей трубы.

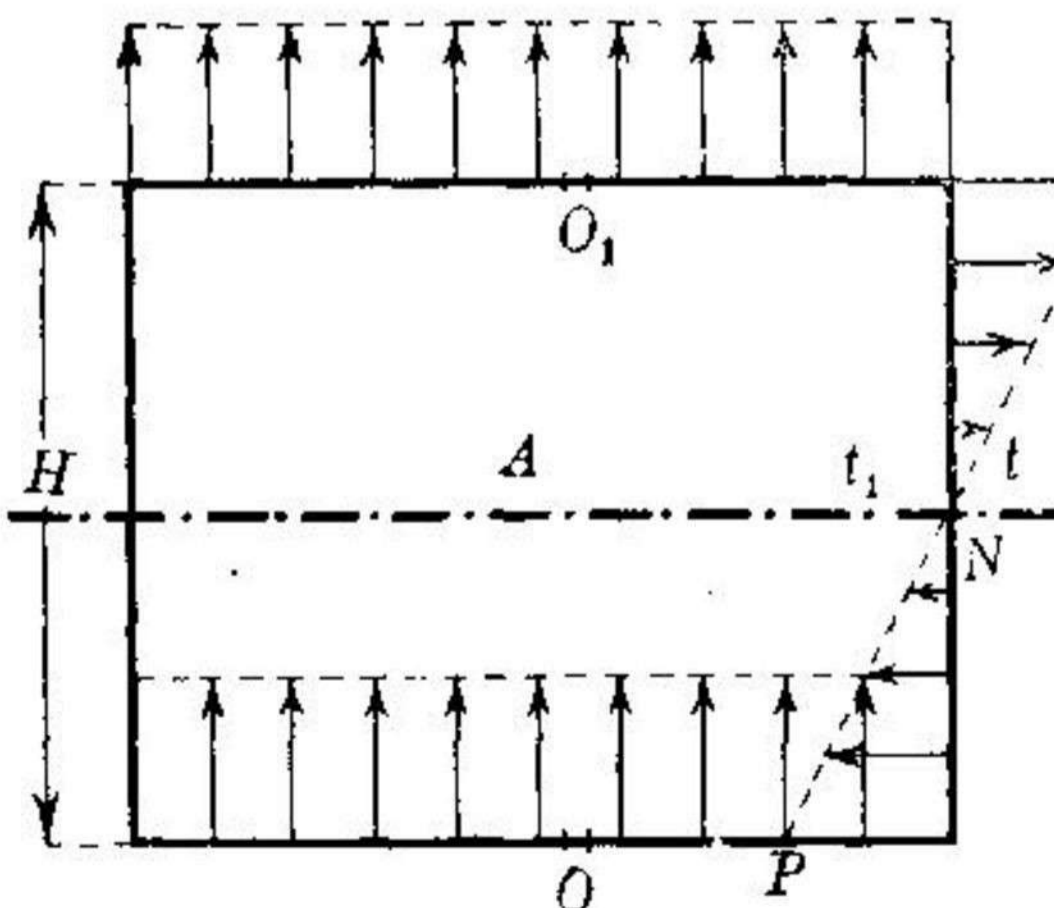
Имея в виду, что из 4,5 единиц местных сопротивлений только 1,5 расположены в нижней части ответвления 11, а остальные в верхней его части, является рациональным придать этому ответвлению вид раструба с постепенным расширением сечения канала. При таких условиях местные сопротивления в нижней части канала поглотят $1,5 \times 2,07 = 3,105 \text{ м}$ и на все остальное останется $10,34 - 3,105 = 7,235 \text{ м}$. Относим 80% на местные сопротивления, т. е. $7,235 \times 0,8 = 5,788$.

Величина v получится из выражения $\frac{v^2 \Sigma \zeta}{2g(1 + \alpha t)} = 5,788$, где $\Sigma \zeta = 3$, из которого, вставляя величины и произведя действия, получаем $v = 6,4$, чему соответствует $f = \frac{0,840}{6,4} = 0,131$ и $D = 415 \text{ мм}$.

Итак, конусообразная труба ответвления 11 будет иметь выпускное отверстие диаметром 415 мм.

Хотя конический канал даст плавное изменение сечения, но вследствие значительного понижения скорости на коротком пути, следует величину μ принять повышенную. В данном случае она принята равной 0,25, имея в виду значительные вихревые движения при входе воздуха в коническое ответвление, в значительной степени нарушающие плавность понижения скорости.

2. Давление воздуха в вентилируемых помещениях.



Фиг. 45.

Представим себе часть атмосферы, выделенной совершенно непроницаемыми стенками (фиг. 45), причем температура и давление воздуха останутся не измененными.

Если мы повысим температуру воздуха в замкнутом пространстве A до t_1 и если внешняя температура останется прежней и равной t , то давление воздуха в полном теле A увеличится.

Если в днище тела A сделать отверстие O , то под влиянием разности давлений воздух будет выходить из отверстия до тех пор, пока давление в уровне отверстия не сравняется с обеих сторон и не сделается равным атмосферному, величину которого обозначим через B . Давление воздуха с внешней стороны верхнего ограждения тела, при его высоте H , будет равно $B - H\gamma$, тогда как с внутренней стороны того же ограждения давление внутреннего воздуха, соединенного в нижней части тела A с атмосферой, будет равно $B - H\gamma_1$.

Разность давлений $(B - H\gamma_1) - (B - H\gamma) = H\gamma - H\gamma_1 = H(\gamma - \gamma_1)$ может быть выражена высотой столба воздуха при 0° и 760 мм барометрического давления: $H_0\gamma_0 = H(\gamma - \gamma_1)$. Вставляя вместо γ , γ_1 и γ_0 их выражения вида $\frac{1,293}{1 + at}$ и произведя сокращения, получим

$$H_0 = H \left(\frac{1}{1 + at} - \frac{1}{1 + at_1} \right).$$

Если в верхней поверхности тела будет сделано второе отверстие O_1 , то под влиянием повышенного внутреннего давления воздух начнет утекать наружу, понижая тем его давление внутри пространства A . Понижение внутреннего давления отразится на давлении в уровне нижней ограждающей поверхности, вследствие чего через отверстие O начнет входить наружный воздух, который, нагреваясь до температуры t_1 , будет утекать через верхнее отверстие O_1 . Если мы закроем отверстие O , то приток воздуха прекратится, давление внутри замкнутого пространства понизится, и движение воздуха через верхнее отверстие O_1 само собой прекратится, причем установится равенство давлений с обеих сторон верхней поверхности ограждения тела A . В этом случае давление на нижнюю поверхность того же тела будет равно с внутренней стороны $B - H\gamma_1$, а с внешней $B - H\gamma$. Разность давлений выразится попрежнему $H_0 = H \left(\frac{1}{1 + at} - \frac{1}{1 + at_1} \right)$, но будет направлена снизу вверх.

Каждое отапливаемое помещение, если оно совершенно изолировано от внешней атмосферы, находится в тех же условиях распределения давления в его частях, как и тело A . Но внешние ограждения никогда не бывают непроницаемыми для воздуха, и наружный воздух в замкнутом помещении непрерывно притекает через нижние части внешних ограждений и утекает наружу через верхние. Из этого следует, что на определенной высоте от пола замкнутого помещения с естественной вентиляцией всегда должен находиться уровень равных давлений с внешней и внутренней стороны боковых ограждений. Если в этом уровне мы сделаем отверстие в боковом ограждении, то в нем не будет наблюдаться движения воздуха в ту или другую сторону. Этот уровень равных давлений был назван „нейтральной зоной“.

Обозначив на фиг. 45 этот уровень через N , а стрелками изображая величину и направление давлений, мы получаем полное пред-

ставление о распределении давлений на поверхности внешних ограждений замкнутых помещений, не снабженных искусственной вентиляцией.

При наличии искусственной вентиляции и при равенстве доставления и извлечения воздуха в замкнутое помещение, нейтральная зона должна находиться в середине высоты помещения, так как условия распределения давления воздуха по высоте помещения остаются те же, что и при отсутствии искусственной вентиляции, а она сама ничего не может изменить в распределении давления при отсутствии неравенства между притоком и извлечением. Но если такое неравенство существует, то оно вызывает соответственное изменение давления воздуха в помещении, что отражается на уровне нейтральной зоны. С повышением давления уровень понижается, с понижением — повышается.

На этом основании, путем регулирования притока и извлечения, можно менять положение нейтральных зон, как в отдельных помещениях, так и во всем здании.

Положение нейтральной зоны в целом здании имеет практическое значение при свободном соединении между собой всех его этажей, т. е. если все этажи соединены открытыми лестничными пролетами. Тогда все этажи следует рассматривать, как одно помещение, в котором при равенстве притока и извлечения, нейтральная зона должна лежать в середине высоты здания. При таком распределении давлений во всех нижних этажах будет наблюдаться значительное разрежение, а в верхних — соответствующее повышенное давление. Всего больше будет проявляться эта противоположность давлений в крайних этажах, т. е. в первом и в верхнем. Но так как в первом этаже расположены все входные двери в здание, то при их открывании неизбежно будет происходить сильный присос наружного воздуха под влиянием разности давлений, а в верхнем — это отразится еще большим повышением давления. Все эти явления наблюдаются в многоэтажных магазинах, в театрах, в гостиницах и т. д. При массовом проходе публики через входные двери, как это имеет место в популярных магазинах, а особенно в театрах, входные двери которых по временам остаются открытыми довольно продолжительное время, наблюдается крайне неприятное понижение температуры нижних помещений, ближайших к наружным дверям.

Бороться с этим явлением путем одной искусственной вентиляции крайне трудно. Чтобы создать пониженное положение нейтральной зоны, опустив ее до уровня входных дверей, требуется совершенно прекратить действие вытяжной вентиляции, чтобы поддерживать подпор в верхних этажах. Но и эта мера редко приносит практические результаты, так как при повышенном давлении в верхних этажах естественная утечка воздуха через наружные ограждения не позволяет давлению в помещениях дойти до требуемой нормы, если не приняты специальные меры к уменьшению скважистости внешних ограждений.

При высоте здания в 20 метров и при температурах $+20^{\circ}$ внутри и -10° снаружи, если бы мы захотели понизить нейтральную зону до уровня входов, мы получим давление у потолка верхнего этажа $H_0 = 20 \left(\frac{1}{1 + \alpha 10} - \frac{1}{1 + \alpha 20} \right) = 20 (1,038 - 0,932) = 2,12$ м воздушного столба или $2,12 \times 1,293 = 2,74$ мм водян. столба. Под влиянием такого подпора происходит весьма энергичная утечка воздуха, требующая соответственной подачи для поддержания давления. Лишь при постройке здания, в предвидении таких высоких подпоров, с применением всех способов уменьшения проницаемости внешних ограждений и при наличии огромного перевеса притока воздуха над его извлечением, удавалось в некоторых случаях достигать требуемого понижения нейтральной зоны, но с явным ущербом для нормального действия вентиляции в отдельных помещениях.

Для уменьшения вредного влияния высокого положения нейтральной зоны в подобных зданиях применяются многокамерные тамбуры во входах и вращающиеся двери, причем иногда в помощь этим мерам служит искусственная вентиляция, нагнетающая вентиляционный воздух через тамбур и тем создающая низкое, хотя и неустойчивое положение нейтральной зоны в камерах тамбура.

В общественных зданиях, в которых вход и выход публики совершается в определенное время (театры, концертные залы и т. д.), понижение нейтральной зоны может достигаться, кроме подачи вентиляционного воздуха в вестибюли, прекращением на время движения публики через входы всей общей вытяжной вентиляции.

Изменение уровня нейтральной зоны в вентилируемых помещениях, т. е. изменение давления в них на определенном уровне, неизбежно отражается на величине располагаемого напора, соответственно увеличивая или уменьшая его, а, следовательно, отражается и на величине обменов воздуха. На этом основании, достижение постоянства обменов возможно лишь при постоянстве уровней нейтральных зон. В многоэтажных зданиях, соединенных открытыми лестничными пролетами, нейтральные зоны в отдельных помещениях подвергаются сильным колебаниям в зависимости от того, открыты или закрыты двери, сообщающие помещения с коридорами или проходами, т. е. с лестничными пролетами. Если эти двери обычно будут держаться открытыми в коридоры, то следует принимать уровень нейтральной зоны общим для всего здания, расположенным в середине его высоты. При закрытых дверях высоту нейтральной зоны можно принимать посредине высоты каждого вентилируемого помещения, если в нем приток равен извлечению, и у потолка, — если помещение снабжено одним извлечением, и у пола, — если имеется один только приток.

Положение нейтральной зоны в сообщающихся дверями смежных помещениях отражается на уровне зоны в замкнутом помещении, понижая или повышая его, вследствие просасывания воздуха через не-

плотности дверей. Это просасывание является добавочным притоком или извлечением, величина которых превышает нормальный обмен через вентиляционные каналы. На этом основании весьма обычно наблюдается утекание комнатного воздуха через открытые форточки в отдельных комнатах верхних этажей гостиниц при наличии в них вытяжной вентиляции и при отсутствии притока.

При ответственном и осторожном проектировании все эти условия следует принимать во внимание при расчете вентиляционных каналов, причем, вследствие неопределенности и сложности всех процессов движения воздуха в здании, большую роль должна играть опытность проектирующего.

В примере расчета вытяжной системы каналов мы получили перевес располагаемого напора над расходуемым в 0,1036 м воздушного столба. При внешней температуре $+5^\circ$ и внутренней $+20^\circ$, как это было тогда принято, нейтральная зона может быть расположена выше вытяжного отверстия на высоту.

$$\frac{0,1036}{\left(\frac{1}{1 + \alpha \cdot 5} - \frac{1}{1 + \alpha \cdot 20} \right)} = \frac{0,1036}{0,982 - 0,932} = \approx 2 \text{ метров.}$$

Следовательно, равенство давления между комнатным воздухом и внешним, принятое при расчете каналов в уровне вытяжного отверстия, будет на самом деле, при существующей системе, наблюдаться на высоте около 2 метров над этим отверстием.

Из всего сказанного выясняется необходимость при расчете вентиляционных каналов отмечать положение нейтральных зон в вентилируемых помещениях и принимать высоты воздушных столбов внутреннего и внешнего воздуха от нейтральных зон до уровня сообщения вентиляционных каналов с внешней атмосферой.

3. Расчет приточных каналов воздушного отопления.

Расчет этот осложняется тем, что один и тот же приточный канал может служить и для циркуляционного отопления и для вентиляции. Между тем, объемы доставляемого воздуха и его температура во время циркуляции совершенно иные, чем при вентиляции.

Чтобы удовлетворить обмену при худших условиях действия приточного канала, следует рассчитывать его на период действия вентиляции, так как в этот период температура вводимого воздуха является наиболее низкой; при расчете необходимо иметь в виду тепловые источники в вентилируемом помещении и учитывать необходимость для соблюдения санитарных норм вводить в помещение иногда значительно большее количество воздуха, чем это требуется в период циркуляции.

Если в некоторых случаях для циркуляционного отопления требуется больший ввод воздуха через приточный канал, чем для венти-

ляционных целей, то и тогда, в период вентиляции, ввод воздуха через канал должен обеспечить не только достижение вентиляционной нормы, но и доставку необходимого количества тепла, а для последней цели объем притекающего воздуха не может быть меньше, чем требуется для циркуляции.

В период действия циркуляции система воздушного отопления изолирована от внешней атмосферы, так как воздухоприемный канал, доставляющий наружный воздух в камеру, в это время закрыт, также закрыты вытяжные каналы, но открыты обратные. Принимая температуру воздуха в обратных каналах равной температуре комнатного воздуха, мы можем определить высоту приточного канала, считая ее от середины высоты калорифера до середины приточного отверстия, как высоту воздушного столба, создающего напор, необходимый для преодоления сопротивлений в приточном и обратном канале:

$$H_0 = H \left(\frac{1}{1 + \alpha t} - \frac{1}{1 + \alpha t_0} \right),$$

где H_0 — располагаемый напор, H — высота столба нагретого воздуха, t — комнатная температура и t_0 — температура теплого воздуха, принятая при расчете циркуляционного воздушного отопления. Величина t_0 не может быть постоянной, так как при более высокой внешней температуре нет надобности нагревать циркулирующий воздух до той нормы, которая требуется при более низкой расчетной температуре. Но, принимая во внимание, что при действии циркуляционного отопления величина обмена воздуха находится в зависимости лишь от того количества тепла, которое воздух должен доставить в отапливаемое помещение, представляется полная возможность повысить несколько температуру притекающего воздуха, если доставляемый каналом объем не вполне соответствует тепловой потребности.

Для предварительного определения величин приточных и обратных циркуляционных каналов можно принимать следующие скорости:

| | | |
|---------------------------------------|--------------------------|-----------|
| В приточных каналах I этажа | 1 м | в секунду |
| " " " II " | 1,3 м | " |
| " " " III " | 1,6 м | " |
| " " " IV " | и выше от 1,8 м — до 2 м | |

В случае, если приточный канал начинается не в стене камеры, а отнесен горизонтальным борозом в сторону на l метров, то можно принимать те же величины, умножая их на $\left(1,25 - \frac{4}{16 - l} \right)$. Так, при отнесе канала II этажа на 4 метра от внутренней поверхности ограждения камеры, скорость в приточном канале

$$v = 1,3 \left(1,25 - \frac{4}{16 - 4} \right) = 1,20 \text{ м.}$$

Величина $\left(1,25 - \frac{4}{16-l}\right)$ представляет собой практический коэффициент, ограничивающий протяженность горизонтального отнosa приточных каналов на предельную величину, меньшую чем 12,8 метра, так как при $l = 12,8$ м величина $1,25 - \frac{4}{16-12,8}$ обращается в 0. Уже при отнosa на 8 метров, который считается практическим пределом, скорость в приточных каналах равна 0,75 от принимаемой в каналах без отнosa.

Если канал выведен в стене, ограничивающей камеру, и, дойдя до уровня впуска воздуха в помещение, отнесен в горизонтальном направлении, то скорость движения воздуха в таком канале может быть получена путем умножения величин обычных скоростей на практический коэффициент $\left(1,1 - \frac{2}{16-l}\right)$. Из этого видно, что горизонтальный относ гораздо выгоднее делать в уровне впуска воздуха, чем в уровне его забора из камеры.

Скорость движения воздуха в горизонтальных приточных боровах принимается равной $\left(1,25 - \frac{4}{16-l}\right)$ метров в 1 секунду при нижних боровах и $\left(1,1 - \frac{2}{16-l}\right)$ при верхних отводных каналах. Скорость движения воздуха в обратных каналах принимается равной 0,8 м/сек. в вертикальных каналах и 0,6 м/сек. в горизонтальных боровах.

Пример 1. На фиг. 46 изображен продольный разрез здания школы, в верхнем этаже которой помещается класс на 50 учеников, отапливаемый в свободное от занятий время циркуляционным отоплением.

Вертикальное расстояние между серединами приточного отверстия и начального отверстия в камере равно 10 метр. Принятая расчетная температура, притекающего воздуха равна 50°, комнатная температура равна 20°. Располагаемый напор:

$$H_0 = 10 \left(\frac{1}{1 + \alpha \cdot 20} - \frac{1}{1 + \alpha \cdot 50} \right) = 10 (0,932 - 0,845) = 0,87 \text{ метр. воздушн. столба при } 0^\circ.$$

Под влиянием этого напора происходит движение воздуха в приточном и в обратном каналах, которые можно разделить на 5 участков.

Первый участок составляет приточный канал, в котором движется теплый воздух при температуре 50°. Максимальная часовая потеря тепла внешними ограждениями класса, который отапливается теплым воздухом, доставляемым этим каналом, равна 4525 калорий, принимая внешнюю температуру — 30°, а внутреннюю + 20°.

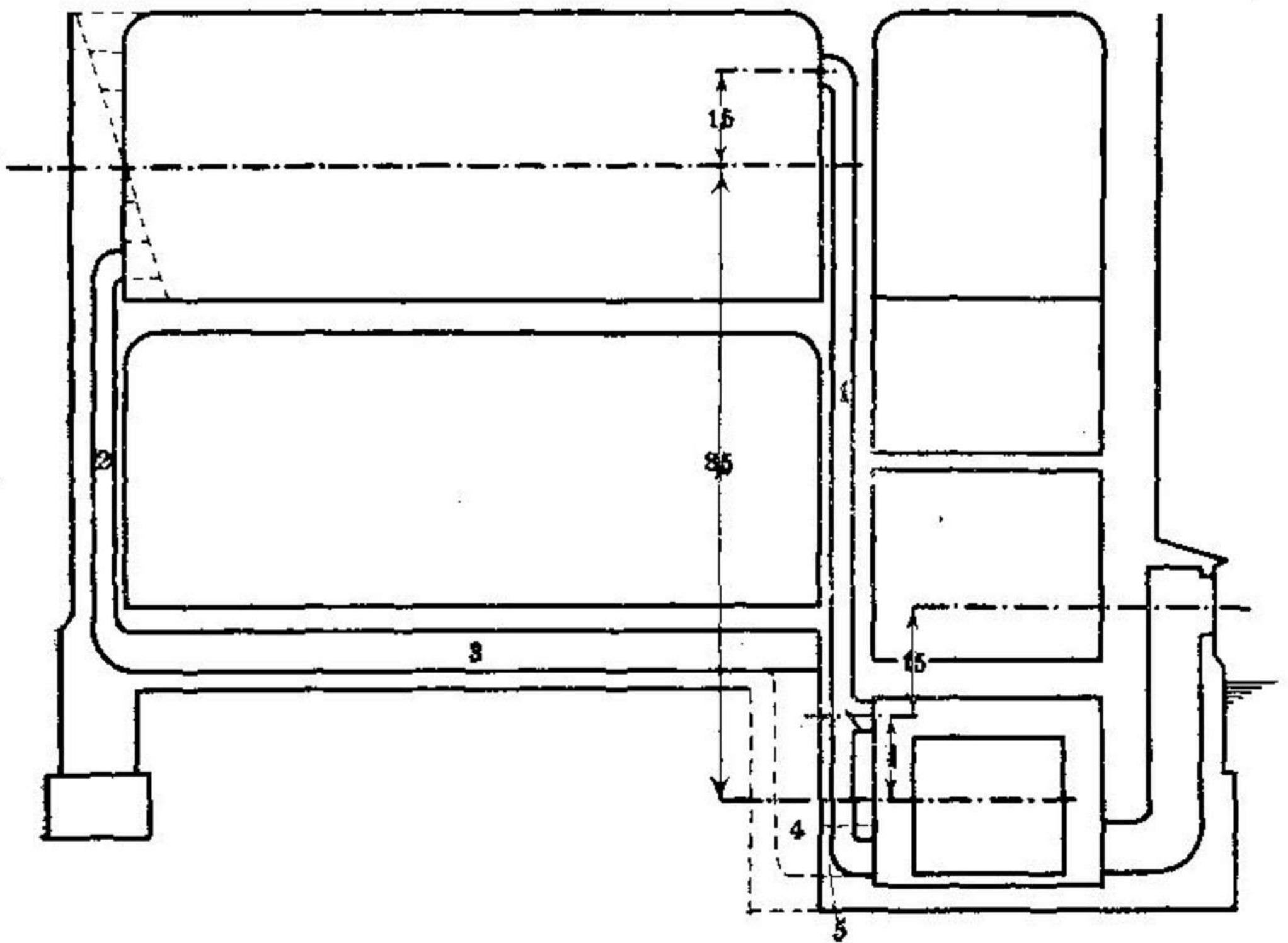
Имея в виду одиночную топку калорифера большой теплоемкости, мы его рассчитываем, на основании ранее сказанного, на 0,6 от максимальной потери тепла, что составляет для данного помещения: $0,6 \times 4525 = 2715$ калорий; 1 м³ воздуха при 50°, понижая свою температуру до 20°, способен выделить $\frac{0,303}{1 + \alpha \cdot 50} (50 - 20) = 7,76$ калорий. Следовательно, для доставления в 1 час 2715 калорий требуется ввести в класс $2715 : 7,76 = \approx 350$ м³ при 50°, что составляет в 1 секунду $350 : 3600 = 0,0972$ м³. Принимая в канале, доставляющем теплый воздух во II этаж, $v = 1,3$ м/сек., получаем $f = \frac{0,0972}{1,3} = \approx 0,075$ м², сему соответствует ближайший размер канала по таблице № 18 — $0,27 \times 0,27$ м, при котором

$$\frac{p \cdot u}{f} = 0,113.$$

Все эти величины внесены в расчетную таблицу.

В участке 2 воздух имеет температуру 20° , количество же его одинаково с тем, что доставляется каналом первым, что дает его объем $350 \cdot \frac{1 + \alpha \cdot 20}{1 + \alpha \cdot 50} = 315 \text{ м}^3$ в 1 час или $\frac{315}{3600} = 0,0875 \text{ м}^3$ в 1 секунду. Скорость движения воздуха в вертикальной части обратных каналов принимается равной $0,8 \text{ м/сек.}$, что дает $f = \frac{0,0875}{0,8} = \approx 0,11 \text{ м}^2$, чему соответствует размер этого канала $0,27 \times 0,40 \text{ м}$ и $\frac{\rho \cdot u}{f} = 0,089$.

В участке 3 добавляется обратный воздух из нижних помещений 270 м^3 , что составляет всего $315 + 270 = 585 \text{ м}^3$ в 1 час, или $\frac{585}{3600} = 0,162 \text{ м}^3$ в 1 секунду. Скорость в горизонтальном обратном канале принимается $v = 0,6 \text{ м/сек.}$, $f = \frac{0,162}{0,6} = 0,27 \text{ м}^2$. Ближайший размер $0,40 \times 0,66$, $\frac{\rho \cdot u}{f} = 0,055$.



Фиг. 46.

В участке 4 перемещается такой же объем воздуха, как в участке 3, но со скоростью $0,8 \text{ м/сек.}$, что дает $f = \frac{0,162}{0,8} = 0,2 \text{ м}^2$, чему соответствует размер канала $0,40 \times 0,53$, $\frac{\rho \cdot u}{f} = 0,061$. Участок 5 одинаков с участком 3, а следовательно, в нем $v = 0,6$, $f = 0,27$, канал $0,40 \times 0,66$, $\frac{\rho \cdot u}{f} = 0,055$.

Составляем расчетную таблицу, принимая во внимание все полученные величины.

| № | $L_{сек.}$ | v | f | Размеры каналов | $\Sigma \zeta$ | $\frac{v^2}{2g(1+\alpha t)}$ | H_S | $\frac{\rho \cdot u}{f}$ | l | H_R | t |
|---|------------|-----|-------|-----------------|----------------|------------------------------|--------|--------------------------|------|--------|-----|
| 1 | 0,0972 | 1,3 | 0,075 | 0,27×0,27 | 5,5 | 0,0728 | 0,4004 | 0,113 | 10,0 | 0,0823 | 50 |
| 2 | 0,0875 | 0,8 | 0,11 | 0,27×0,40 | 2,5 | 0,0304 | 0,0760 | 0,089 | 5,0 | 0,0135 | 20 |
| 3 | 0,162 | 0,6 | 0,27 | 0,40×0,66 | 1,0 | 0,0171 | 0,0171 | 0,055 | 9,0 | 0,0085 | 20 |
| 4 | 0,162 | 0,8 | 0,2 | 0,40×0,53 | 2,0 | 0,0304 | 0,0608 | 0,061 | 3,0 | 0,0056 | 20 |
| 5 | 0,162 | 0,6 | 0,27 | 0,40×0,66 | 1,0 | 0,0171 | 0,0171 | 0,055 | 1,0 | 0,0009 | 20 |
| | | | | | | | 0,5714 | | | 0,1108 | |

Величины $\Sigma \zeta$ состояются из следующих слагаемых.

В первом участке: а) вход воздуха в отверстие с острыми краями $\zeta = 1,0$ б) два колена с незакругленными углами $\zeta = 2 \times 1,5 = 3,0$, в) решетка с клапаном $\zeta = 1,5$; $\Sigma \zeta = 5,5$.

Во втором участке: а) решетка с клапаном $\zeta = 1,5$, б) закругленное колено $\zeta = 1,0$; $\Sigma \zeta = 2,5$.

В третьем участке — закругленное колено $\zeta = 1,0$.

В четвертом участке — острое колено прямоугольного сечения $\zeta = 2,0$.

В пятом участке — закругленное колено $\zeta = 1,0$.

Расходуемый напор $H_0' = (H_{v_1} + H_{S_1} + H_{R_1}) + (H_{v_2} + H_{S_2} + H_{R_2}) = (H_{v_1} + H_{v_2}) + (H_{S_1} + H_{S_2}) + (H_{R_1} + H_{R_2}) = (0,0728 + 0,0171) + 0,5714 + 0,1108 = 0,0899 + 0,6822 = 0,7721$ при $H_0 = 0,87$ м, что вполне соответствует условию движения воздуха с необходимыми скоростями и при некотором избытке в располагаемом напоре.

Когда класс должен быть снабжен притоком вентиляционного воздуха, то, принимая самые скромные обмены, мы должны снабдить его притоком воздуха в двукратном объеме, что составляет 400 м^3 в час при температуре в 20° , число учеников в классе достигает 40 человек. Количество тепла, доставляемого учениками, равно $40 \times 0,75 \times 75 = 2250 \text{ кал.}$ Следовательно, при внешней температуре -10° теплый воздух должен добавить $2715 - 2250 = 465 \text{ кал.}$, что соответствует $\frac{465}{400} = 1,16 \text{ кал.}$ на каждый куб. метр вводимого воздуха.

Температура вводимого воздуха может быть получена из равенства $1,16 = \frac{0,306(x-20)}{1+\alpha t}$, где x — температура вводимого воздуха, а t , если мы отнесем объем вводимого воздуха к температуре комнатной, равно 20° . Отсюда $x = 24,1^\circ \approx 24^\circ$.

Этой температуре соответствует $L_{час.} = 400 \frac{1+\alpha \cdot 24}{1+\alpha \cdot 20} = 400 \times 1,014 = 405,6 \text{ м}^3$, $L_{сек.} = 405,6 : 3600 = 0,1127 \text{ м}^3$.

Высота канала от уровня нейтральной зоны в месте входа воздуха в систему, т. е. от уровня середины воздухоприемного отверстия до уровня нейтральной зоны у выхода воздуха (расположенной на 1,5 м ниже места выхода), равна 6 м. При разности температур $24 - (-10) = 34^\circ$ и $H = 6$ м допустимая скорость движения воздуха в канале, по Дегену, равна $\approx 1,5 \text{ м/сек.}$, чему соответствует сечение канала $f = \frac{0,1127}{1,5} = 0,075 \text{ м}^2$, что соответствует принятому размеру канала для циркуляционного отопления.

Принимаем, что наружный воздух доставляется через камеру в общем объеме 900 м³ в час, относя этот объем к температуре 20°. $L_{сек.} = \frac{900}{3600} = 0,25$ м³. Хотя этот объем несколько уменьшается с понижением температуры и в воздухоприемнике он будет меньше, но принимая во внимание, что действие вентиляции должно быть обеспечено с соблюдением норм обмена и при более высоких внешних температурах, мы можем оставить величину обмена для расчета воздухоприемного канала, равной максимуму, соответствующему температуре воздуха, равной комнатной. Скорость движения воздуха в воздухоприемных каналах принимается при воздушном отоплении и при вентиляции, основанной на разности температур, равной 0,7 м в 1 сек. В данном случае $f = \frac{0,25}{0,7} = \infty 0,36$ м², чему соответствует ближайший по размерам канал, согласно таблице (18) 0,53 × 0,66 м, для которого $\frac{p \cdot u}{f} = 0,047$.

Проверим принятые размеры каналов при действии вентиляции с примешиванием холодного воздуха к камерному, причем температура смеси равна 24° при комнатной температуре 20° и внешней — 10°. Располагаемый напор в приточной системе, обеспечивающей помещение класса, складывается из следующих частей.

1) Напора, вызываемого разностью весов двух столбов воздуха, имеющих высоту 6 м, составляющих расстояние между двумя нейтральными зонами, соответствующими, с одной стороны, месту забора наружного воздуха, а с другой — уровню равного с атмосферным давлением воздуха в классе. Величина этого напора $H_{0I} = 6 \left(\frac{1}{1 - \alpha \cdot 10} - \frac{1}{1 + \alpha \cdot 24} \right) = 6 (1,038 - 0,919) = 6 \times 0,119 = 0,714$ метра воздушного столба.

2) Воздух притекает в помещение выше нейтральной зоны, где внутреннее давление выше атмосферного на величину $H_{0II} = 1,5 \left(\frac{1}{1 - \alpha \cdot 10} - \frac{1}{1 + \alpha \cdot 20} \right) = 1,5 (1,038 - 0,932) = 1,5 \times 0,106 = 0,1590$ метра воздушного столба. Напор H_{0II} , как противодействующий движению воздуха в вентиляционном канале, должен иметь отрицательный знак, т. е. $H_{0II} = -0,1590$.

3) Воздух, находящийся в приточном канале, имеет температуру 24°, и тот же столб воздуха создает добавочный напор $H_{0III} = 1,5 \left(\frac{1}{1 - \alpha \cdot 10} - \frac{1}{1 + \alpha \cdot 24} \right) = 1,5 (1,038 - 0,919) = 1,5 \times 0,119 = 0,1785$.

4) Воздух, находящийся ниже уровня нижней нейтральной зоны, заполняет как бы два сообщающихся сосуда. С правой стороны мы имеем столб воздуха, имеющего высоту 2 1/2 м и температуру — 10° С, причем на верхнюю часть этого столба передается давление атмосферы. Давление этого столба $p_1 = 2,5 \times 1,038 = 2,595$ метра воздушного столба. С левой стороны мы имеем столб воздуха выше смешивательного клапана, имеющий температуру + 24° и высоту 1,5 м. Давление этого столба $p_2 = 1,5 \times 0,919 = 1,3785$ м. Ниже смешивательного клапана мы имеем два пути движения воздуха: внутри камеры при температуре + 50° и внутри канала, примешивающего наружный воздух, при температуре — 10°. Для достижения примешивания мы должны обеспечить движение воздуха по пути наименее благоприятному, где температура воздуха низка, где она равна температуре правого столба, и где весь столб воздуха, расположенный ниже смешивательного клапана, не создает никакого добавочного напора для своего движения. Высота этого последнего столба равна 1 м, считая уровень перемены температур в камере в середине высоты калорифера. Давление этого столба $p_3 = 1 \times 1,038 = 1,038$ м.

Разность давлений правой и левой стороны воздушных путей является располагаемым напором для этой части системы: $H_{0IV} = 2,595 - (1,3785 + 1,038) = 2,595 - 2,4165 = 0,1785$ метра воздушного столба.

Общий располагаемый напор в приточной системе $H_0 = 0,7140 - 0,1590 + 0,1785 + 0,1785 = 0,9120$ метра воздушного столба. Нетрудно видеть, что мы могли бы упростить

способ определения величины располагаемого напора, принимая ее равной $H_0 = (1,5 + 6 + 1,5) \times \left(\frac{1}{1 - \alpha \cdot 10} - \frac{1}{1 + \alpha \cdot 24} \right) - 1,5 \left(\frac{1}{1 - \alpha \cdot 10} - \frac{1}{1 + \alpha \cdot 20} \right) = 9 (1,038 - 0,919) - 1,5 (1,038 - 0,932) = 9 \times 0,119 - 1,5 \cdot 0,106 = 1,071 - 0,159 = 0,912$ метра.

Для определения сопротивления в приточной системе составим обычную расчетную таблицу вентиляционных каналов.

| № | $L_{сек.}$ | v | f | Размеры каналов | $\Sigma \xi$ | $\frac{v^2}{2g(1 + \alpha f)}$ | H_S | $\frac{\rho \cdot u}{f}$ | l | H_R | t |
|----------------|------------|-----|-------|-----------------|--------------|--------------------------------|--------|--------------------------|------|--------|-----|
| 1 | 0,1127 | 1,5 | 0,075 | 0,27 × 0,27 | 5,5 | 0,1054 | 0,5797 | 0,113 | 10,0 | 0,1191 | 24 |
| 6 ¹ | 0,25 | 0,7 | 0,36 | 0,53 × 0,66 | 4,0 | 0,0260 | 0,1040 | 0,047 | 5,0 | 0,0061 | -10 |
| | | | | | | | 0,6837 | | | 0,1252 | |

Расходуемый напор $H_0' = H_{v_1} + H_S + H_R + H_{v_2} = 0,1054 + 0,6837 + 0,1252 + 0,0260 = 0,9403$ метра воздушного столба при располагаемом напоре $H_0 = 0,912$ м.

Из сопоставления этих двух величин ясно, что принятая скорость в приточном канале — 1,5 м в секунду, совершенно достаточная для воздушного циркуляционного отопления, чрезмерно велика при действии вентиляции с понижением температуры вентиляционного воздуха. Так как вентиляция должна быть обеспечена нормальным доставкой воздуха при внешней температуре $+5^\circ$, что принимается за высший предел внешней температуры, при котором обеспечивается нормальный объем притекающего воздуха при действии вентиляции с естественным напором, то при разности температур в 15° и при расстоянии между нейтральными зонами в 6 м мы можем принять для приточного канала скорость (табл. 17) $v = 1,0$ м/сек.

Для большей надежности действия системы, работающей то для отопления, то для вентиляции, является более рациональным снабжать помещения, нуждающиеся в периодически действующей вентиляции, при наличии значительных тепловых источников, двумя каналами, из которых один рассчитывается на циркуляцию, причем он снабжен смешивательным клапаном для возможности понижения температуры воздуха во время вентиляции, а другой является добавочным лишь на время действия вентиляции, причем его начальное отверстие располагается на той высоте камеры, на которой температура воздуха приближается к желаемой для вентиляционного воздуха. В данном случае мы можем снабдить класс двумя приточными каналами одинаковых размеров — $0,27 \times 0,27$ м. Один из этих каналов будет иметь изображенное на фиг. 46 устройство и будет доставлять половину требуемого для обмена воздуха при $v = 0,75$ м, а другой — при той же скорости движения воздуха и при той же температуре притока будет иметь отверстие в камере ниже уровня потолка последней. Принимая, что вся высота камеры 2,5 м, и что температура у ее пола равна -10° , а у потолка $+50^\circ$, получаем, что при повышении отверстия на один сантиметр от пола температура воздуха повышается на $\frac{60}{250} = 0,24^\circ$. Следовательно, для повышения температуры воздуха на 34° требуется поднять его над полом камеры на высоту $\frac{34}{0,24} = 141$ см. На этой высоте должна быть расположена осевая линия отверстия второго приточного канала.

¹ № 6 соответствует воздухоприемному каналу.

Каналом этим следует пользоваться лишь при полном действии вентиляции, плотно закрывая его в остальное время.

Из всего сказанного видно, что точный расчет воздушного отопления, обеспечивающего совершенно определенные обмены воздуха при регулировании температуры последнего, представляет собой весьма сложную задачу, а между тем на практике устройство этой системы¹ часто поручается практикам, совершенно незнакомым с расчетами, что обычно и отражается на результатах действия подобных систем.

Таблица 1.

ВРЕДНОЕ ДЛЯ ЗДОРОВЬЯ СОДЕРЖАНИЕ В ВОЗДУХЕ НАИБОЛЕЕ ОБЫЧНЫХ ФАБРИЧНЫХ ГАЗОВ.

| ГАЗЫ И ПАРЫ, ПРИМЕШИВ. К ВОЗДУХУ | Переносимое многие часы | Переносимое от 1/2 до 1 ч. | Безусловно опасное | Допустимое в вытяж. шкафе |
|-------------------------------------|---------------------------------|-------------------------------|-----------------------|------------------------------|
| | в литрах в 1 куб. метре воздуха | | | |
| Хлор или бром | 0,001 | 0,004 | 0,05 | 0,03 |
| Хлороводород | 0,01 | 0,05 | 1,5 | 0,7 |
| Сернистый ангидрид | — | 0,05 | 0,5 | 0,3 |
| Сероводород | — | 0,2 | 0,6 | 0,4 |
| Аммиак | 0,1 | 0,3 | 3,5 | 1,9 |
| Окись углерода | 0,2 | 0,5 | 2,0 | 1,25 |
| Сероуглерод | — | 1,5 | 10,0 | 5,0 |
| Углекислота | 10,0 | 80,0 | 300,0 | 190,0 |

Таблица 2.

ЧАСОВЫЕ ОБМЕНЫ ВОЗДУХА В ПОМЕЩЕНИЯХ НЕОПРЕДЕЛЕННОГО ЗАПОЛНЕНИЯ И
НОРМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА В НИХ.

| НАЗНАЧЕНИЕ ПОМЕЩЕНИЙ | t° | Часовой обмен | НАЗНАЧЕНИЕ ПОМЕЩЕНИЙ | t° | Часовой обмен |
|---|----|---------------|-------------------------------------|----|---------------|
| I. Школы. | | | Комнаты сиделкам 20 ± 1 | | |
| Классы | 18 | ± 3 | Ожидальня при амбулатории | 18 | +1 -2 |
| Рисовальный класс | 18 | ± 2 | Аптека | 20 | +1 -2 |
| Рекреационный зал | 18 | ± 1 | IV. Учреждения. | | |
| Зал собраний (во время собр.) | 18 | ± 3 | Канцелярия | 20 | ± 1,5 |
| » » (в свободн. вр) | 18 | ± 0,5 | Кабинеты | 20 | ± 1 |
| Кабинеты | 20 | ± 1 | Помещение для публики | 18 | +1 -2 |
| Коридоры | 18 | + 1 | Вестибюль | 18 | + 2 |
| Раздевальня | 18 | - 1 | V. Вокзалы. | | |
| Клозеты | 18 | - 3 | Залы для пассажиров | 15 | ± 2 |
| II. Специальные школы. | | | Вестибюли | 15 | + 2 |
| Аудитории | 18 | ± 3 | Буфетные комнаты | 18 | - 2 |
| Химическ. лаборатории | 18 | + 2 - 3 | Дамск. и мужск. комнаты | 18 | ± 2 |
| Физическ. лаборатории | 18 | ± 1,5 | Служебные комнаты | 20 | ± 1,5 |
| Кабинеты | 20 | ± 1 | Багажное отделение | 15 | - 1 |
| Читальня | 20 | ± 1,5 | Уборные | 18 | - 3 |
| Столовая | 18 | + 1 - 2 | VI. Театры. | | |
| Коридоры | 18 | + 1 | Зрительный зал | 18 | ± 3 |
| Чертежная | 20 | ± 1 | Фойе | 18 | + 2 |
| III. Больницы. | | | Курительные комнаты | 18 | - 5 |
| Палаты | 20 | ± 1,5 | Буфет | 18 | - 2 |
| Операционная | 24 | ± 2 | Вестибюль | 18 | + 2 |
| Перевязочная | 20 | ± 2 | Комнаты артистов | 20 | ± 2 |
| Смотровая | 20 | ± 1,5 | Сцена (периодически) | 20 | - 2 |
| Кабинеты | 20 | ± 1 | VII. Общежития. | | |
| Коридоры | 20 | + 1 | Жилые комнаты | 20 | ± 1,5 |
| Ванные | 25 | - 2 | Общие комнаты | 20 | ± 2 |
| Клозеты | 20 | - 3 | Коридоры | 18 | + 1 |
| Буфетные | 20 | - 2 | Ясли | 20 | ± 2 |

Таблица 3.

ТЕПЛОТДАЧА РАДИАТОРОВ ПРИ ВОДЕ.

Величины K — как функции скорости воздуха в приточном канале.
Средняя температура воздуха t° при нормал. барометр. давлении. Нагреват. среда: горячая вода при средней температуре 80°C .

| Скорость воздуха в м/сек | Скорость воды в секциях в м/сек. | | | Скорость воздуха в м/сек. | Скорость воды в секциях в м/сек. | | |
|--------------------------|----------------------------------|-------|------|---------------------------|----------------------------------|-------|------|
| | 0,002 | 0,005 | 2,00 | | 0,002 | 0,005 | 2,00 |
| 0,20 | 6,6 | 6,9 | 7,2 | 1,40 | 17,9 | 20,4 | 23,5 |
| 0,30 | 8,2 | 8,7 | 9,2 | 1,60 | 19,1 | 21,9 | 25,5 |
| 0,40 | 9,5 | 10,2 | 10,9 | 1,80 | 20,1 | 23,2 | 27,4 |
| 0,50 | 10,7 | 11,6 | 12,5 | 2,00 | 21,0 | 24,5 | 29,2 |
| 0,60 | 11,8 | 12,8 | 14,0 | 2,25 | 22,2 | 26,0 | 31,4 |
| 0,80 | 13,7 | 15,1 | 16,7 | 2,50 | 23,2 | 27,5 | 33,5 |
| 1,00 | 15,2 | 17,0 | 19,1 | 2,75 | 24,1 | 28,8 | 35,5 |
| 1,20 | 16,6 | 18,8 | 21,4 | 3,00 | 25,0 | 30,1 | 37,5 |

Приведенные величины, если средняя температура воздуха
 -10°C , помножить на 1,02 $+20^{\circ} \text{C}$, помножить на 0,96 $+40^{\circ} \text{C}$, помножить на 0,92
 $+10^{\circ} \text{C}$, " " 0,98 $+30^{\circ} \text{C}$, " " 0,94 $+50^{\circ} \text{C}$, " " 0,90

Таблица 3.

ТЕПЛОТДАЧА РАДИАТОРОВ ПРИ ПАРЕ.

Величины K — как функции скорости воздуха в приточном канале.
Средняя температура воздуха 0° при норм. баром. давл.
Нагревающ. среда: пар от 1 до 3 атм. абс.

| Скорость воздуха в м/сек. | Кoeff. теплоотдачи k в кал. с 1 м^2 в 1 час | Скорость воздуха в м/сек. | Кoeff. теплоотдачи k в кал. с 1 м^2 в 1 час |
|---------------------------|---|---------------------------|---|
| 0,20 | 7,2 | 1,40 | 23,5 |
| 0,30 | 9,2 | 1,60 | 25,5 |
| 0,40 | 10,9 | 1,80 | 27,4 |
| 0,50 | 12,5 | 2,00 | 29,2 |
| 0,60 | 14,0 | 2,25 | 31,4 |
| 0,80 | 16,7 | 2,50 | 33,5 |
| 1,00 | 19,1 | 2,75 | 35,5 |
| 1,20 | 21,4 | 3,00 | 37,5 |

Приведенные величины, если средняя температура воздуха
 -10°C , помножить на 1,02 $+20^{\circ} \text{C}$, помножить на 0,96 $+40^{\circ} \text{C}$, помножить на 0,92
 $+10^{\circ} \text{C}$, " " 0,98 $+30^{\circ} \text{C}$, " " 0,94 $+50^{\circ} \text{C}$, " " 0,90

Таблица 4.

ПОТЕРЯ НАПОРА В мм ВОДЯНОГО СТОЛБА. ГРУППА РАДИАТОРОВ.

Величина h — как функция скорости воздуха в приточном канале
Средняя температура воздуха 0° при норм. баром. давлении.

| Скорость воздуха в м/сек. | Потеря напора в мм вод. ст. | Скорость воздуха в м/сек. | Потеря напора в мм вод. ст. |
|---------------------------|-----------------------------|---------------------------|-----------------------------|
| 0,20 | 0,007 | 1,40 | 0,220 |
| 0,30 | 0,014 | 1,60 | 0,280 |
| 0,40 | 0,023 | 1,80 | 0,346 |
| 0,50 | 0,035 | 2,00 | 0,419 |
| 0,60 | 0,048 | 2,25 | 0,518 |
| 0,80 | 0,080 | 2,50 | 0,626 |
| 1,00 | 0,120 | 2,75 | 0,743 |
| 1,20 | 0,167 | 3,00 | 0,869 |

Приведенные величины, если средняя температура воздуха
 -10°C , помножить на 1,07 $+20^{\circ} \text{C}$, помножить на 0,88 $+40^{\circ} \text{C}$, помножить на 0,78
 $+10^{\circ} \text{C}$, " " 0,94 $+30^{\circ} \text{C}$, " " 0,83 $+50^{\circ} \text{C}$, " " 0,74

Таблица 5.

ТЕПЛООТДАЧА КАЛОРИФЕРОВ ПО СИСТЕМЕ СТЮРТЕВАНТА.

Величины K — как функции скорости воздуха в наиболее узком просвете между трубами.
 Внешний диаметр труб = 0,033 м.
 Просвет между двумя трубами = 0,005 м.
 Средняя температура воздуха 0° при нормальн. баром. давлении.
 Нагревающ. среда: нар от 1 до 5 ат. абс.

| Скорость воздуха v в метр. в 1 сек. | В одной раме калорифера: | | |
|---------------------------------------|--------------------------|-------------|-------------|
| | 2 ряда труб | 3 ряда труб | 4 ряда труб |
| 0,5 | 12,2 | 13,0 | 14,0 |
| 1,0 | 18,3 | 19,6 | 21,0 |
| 1,5 | 23,3 | 24,9 | 26,7 |
| 2,0 | 27,6 | 29,6 | 31,7 |
| 2,5 | 31,5 | 33,7 | 36,1 |
| 3,0 | 35,0 | 37,5 | 40,2 |
| 3,5 | 38,4 | 41,1 | 44,2 |
| 4,0 | 41,5 | 44,5 | 47,7 |
| 4,5 | 44,5 | 47,7 | 51,1 |
| 5,0 | 47,4 | 50,8 | 54,4 |
| 6,0 | 52,7 | 56,5 | 60,5 |
| 7,0 | 57,7 | 61,8 | 66,3 |
| 8,0 | 62,5 | 67,0 | 71,8 |
| 9,0 | 67,0 | 71,8 | 76,9 |
| 10,0 | 71,3 | 76,4 | 81,9 |
| 11,0 | 75,4 | 80,8 | 86,6 |
| 12,0 | 79,4 | 85,0 | 91,1 |
| 13,0 | 83,2 | 89,1 | 95,5 |
| 14,0 | 87,0 | 93,2 | 99,8 |
| 15,0 | 90,6 | 97,1 | 104,0 |
| 17,0 | 97,5 | 104,5 | 111,9 |
| 20,0 | 107,4 | 115,1 | 123,3 |

Приведенные величины, если средняя температура воздуха

| | |
|--------|-------------------|
| 10° С, | помножить на 0,98 |
| 20° С, | " " 0,96 |
| 30° С, | " " 0,94 |
| 40° С, | " " 0,92 |
| 50° С, | " " 0,90 |

Таблица 6.

ПОТЕРЯ НАПОРА В мм ВОДЯН. СТОЛБА. КАЛОРИФЕРЫ ПО СИСТЕМЕ СТЮРТЕВАНТА.

Величины h — как функции скорости воздуха в наиболее узком просвете между трубами.
 Внешний диаметр нагреват. труб = 0,033 м.
 Просвет между двумя трубами = 0,005 м.
 Средняя температура воздуха 0° при нормальн. баром. давлении.

| Скорость движения воздуха в м/сек. | Потеря напора в мм вод. ст. в трубах: | | |
|------------------------------------|---------------------------------------|--------|--------|
| | 2 ряда | 3 ряда | 4 ряда |
| 0,5 | 0,03 | 0,04 | 0,05 |
| 1,0 | 0,10 | 0,14 | 0,18 |
| 1,5 | 0,21 | 0,30 | 0,37 |
| 2,0 | 0,36 | 0,50 | 0,62 |
| 2,5 | 0,53 | 0,75 | 0,92 |
| 3,0 | 0,74 | 1,04 | 1,28 |
| 3,5 | 0,98 | 1,38 | 1,68 |
| 4,0 | 1,25 | 1,75 | 2,12 |
| 4,5 | 1,54 | 2,16 | 2,61 |
| 5,0 | 1,87 | 2,61 | 3,15 |
| 6,0 | 2,60 | 3,62 | 4,35 |
| 7,0 | 3,43 | 4,79 | 5,71 |
| 8,0 | 4,37 | 6,09 | 7,21 |
| 9,0 | 5,41 | 7,53 | 8,91 |
| 10,0 | 6,47 | 9,10 | 10,7 |
| 11,0 | 7,78 | 10,8 | 12,7 |
| 12,0 | 9,11 | 12,6 | 15,2 |
| 13,0 | 10,5 | 14,6 | 17,1 |
| 14,0 | 12,0 | 16,7 | 19,5 |
| 15,0 | 13,6 | 18,9 | 22,0 |
| 17,0 | 17,1 | 23,6 | 27,5 |
| 20,0 | 23,0 | 31,7 | 36,6 |

Приведенные величины, если средняя температура воздуха

| | |
|--------|-------------------|
| 10° С, | помножить на 0,96 |
| 20° С, | " " 0,93 |
| 30° С, | " " 0,90 |
| 40° С, | " " 0,87 |
| 50° С, | " " 0,84 |

Таблица 7.

МИТРАЛЬЕЗЫ.

ВЕЛИЧИНЫ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ В КАЛОРИЯХ С 1 КВ. МЕТРА В 1 ЧАС.

Величины K — как функции скорости в трубах.
Средняя температура воздуха 0°C , нормальное барометрич. давлен. Нагревательная среда:
пар от 1 до 5 абсолютных атмосфер.

| Скорость воздуха v в м/сек. | Внутренний диаметр d труб в метрах | | | | | | | |
|-------------------------------------|--------------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | 0,0215 | 0,0335 | 0,0460 | 0,0575 | 0,0700 | 0,0825 | 0,0945 | 0,1190 |
| | Расстояние между трубами в метрах | | | | | | | |
| | 0,045 | 0,060 | 0,078 | 0,094 | 0,110 | 0,125 | 0,140 | 0,175 |
| 1,0 | 7,1 | 6,6 | 6,3 | 6,1 | 5,9 | 5,7 | 5,6 | 5,4 |
| 1,5 | 9,8 | 9,1 | 8,7 | 8,4 | 8,1 | 7,9 | 7,7 | 7,4 |
| 2,0 | 12,3 | 11,4 | 10,9 | 10,5 | 10,2 | 9,9 | 9,7 | 9,3 |
| 2,5 | 14,6 | 13,6 | 13,0 | 12,5 | 12,1 | 11,8 | 11,6 | 11,1 |
| 3,0 | 16,9 | 15,8 | 15,0 | 14,4 | 14,0 | 13,6 | 13,3 | 12,9 |
| 3,5 | 19,1 | 17,8 | 16,9 | 16,3 | 15,8 | 15,4 | 15,1 | 14,5 |
| 4,0 | 21,2 | 19,8 | 18,8 | 18,1 | 17,6 | 17,1 | 16,8 | 16,1 |
| 4,5 | 23,3 | 21,7 | 20,6 | 19,9 | 19,3 | 18,8 | 18,4 | 17,7 |
| 5,0 | 25,3 | 23,6 | 22,4 | 21,6 | 21,0 | 20,4 | 20,0 | 19,2 |
| 6,0 | 29,2 | 27,2 | 25,9 | 25,0 | 24,2 | 23,6 | 23,1 | 22,2 |
| 7,0 | 33,0 | 30,8 | 29,2 | 28,2 | 27,3 | 26,6 | 26,1 | 25,1 |
| 8,0 | 36,7 | 34,2 | 32,5 | 31,4 | 30,4 | 29,6 | 29,0 | 27,9 |
| 9,0 | 40,3 | 37,5 | 35,6 | 34,4 | 33,3 | 32,5 | 31,8 | 30,6 |
| 10,0 | 43,8 | 40,8 | 38,8 | 37,4 | 36,2 | 35,3 | 34,6 | 33,2 |
| 11,0 | 47,2 | 44,0 | 41,8 | 40,4 | 39,1 | 38,1 | 37,3 | 35,9 |
| 12,0 | 50,6 | 47,1 | 44,8 | 43,2 | 41,8 | 40,8 | 39,9 | 38,4 |
| 13,0 | 53,9 | 50,2 | 47,7 | 46,0 | 44,6 | 43,4 | 42,5 | 41,0 |
| 14,0 | 57,2 | 53,3 | 50,6 | 48,8 | 47,3 | 46,1 | 45,1 | 43,5 |
| 15,0 | 60,4 | 56,2 | 53,4 | 51,6 | 50,0 | 48,7 | 47,6 | 45,9 |
| 17,0 | 66,6 | 62,0 | 58,9 | 56,9 | 55,1 | 53,7 | 52,5 | 50,6 |
| 20,0 | 75,7 | 70,5 | 67,0 | 64,7 | 62,7 | 61,1 | 59,8 | 57,6 |
| 25,0 | 90,3 | 84,1 | 80,0 | 77,2 | 74,8 | 72,8 | 71,3 | 68,7 |
| 30,0 | 104,3 | 97,1 | 92,3 | 89,1 | 86,3 | 84,0 | 82,3 | 79,3 |

Значения, указанные в таблице при средних нижеуказанных температурах воздуха:

| | | | |
|--------|-------------------|------|------|
| 10° С, | надо помножить на | 0,97 | |
| 20° С, | " | " | 0,95 |
| 30° С, | " | " | 0,92 |
| 40° С, | " | " | 0,90 |
| 50° С, | " | " | 0,88 |

Таблица 8.

ПОТЕРЯ НАПОРА h в мм ВОДЯНОГО СТОЛБА.
МИТРАЛЬЕЗЫ.

Величины h — как функции скорости воздуха в трубах.
Средняя температура воздуха 0°C , при норм. баром. давл.

| Скорость воздуха в м/сек. | Внутренние диаметры труб в м. | | | | | | | | | | | | $h'W$ |
|---------------------------------|-------------------------------|--------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|--------|-------|-------|
| | 0,0215 | | 0,0335 | | 0,0460 | | 0,0575 | | 0,0700 | | 0,0825 | | |
| | h_R | h_W | h_R | h_W | h_R | h_W | h_R | h_W | h_R | h_W | h_R | h_W | |
| 1,0 | 0,152 | 0,0197 | 0,093 | 0,046 | 0,058 | 0,049 | 0,0436 | 0,053 | 0,034 | 0,056 | 0,0276 | 0,050 | 0,020 |
| 1,5 | 0,322 | 0,0440 | 0,183 | 0,104 | 0,123 | 0,111 | 0,0925 | 0,119 | 0,072 | 0,126 | 0,0584 | 0,133 | 0,044 |
| 2,0 | 0,548 | 0,0785 | 0,313 | 0,183 | 0,209 | 0,197 | 0,158 | 0,210 | 0,123 | 0,223 | 0,0995 | 0,236 | 0,079 |
| 2,5 | 0,829 | 0,123 | 0,472 | 0,287 | 0,316 | 0,308 | 0,238 | 0,328 | 0,186 | 0,349 | 0,151 | 0,369 | 0,123 |
| 3,0 | 1,16 | 0,177 | 0,662 | 0,414 | 0,443 | 0,443 | 0,334 | 0,473 | 0,260 | 0,502 | 0,211 | 0,532 | 0,178 |
| 3,5 | 1,54 | 0,241 | 0,880 | 0,563 | 0,590 | 0,602 | 0,444 | 0,643 | 0,347 | 0,683 | 0,281 | 0,723 | 0,241 |
| 4,0 | 2,17 | 0,315 | 1,23 | 0,735 | 0,820 | 0,788 | 0,617 | 0,840 | 0,482 | 0,892 | 0,390 | 0,945 | 0,315 |
| 4,5 | 2,46 | 0,339 | 1,40 | 0,903 | 0,940 | 0,998 | 0,707 | 1,06 | 0,552 | 1,13 | 0,447 | 1,20 | 0,394 |
| 5,0 | 2,99 | 0,492 | 1,71 | 1,15 | 1,14 | 1,23 | 0,850 | 1,31 | 0,671 | 1,39 | 0,543 | 1,48 | 0,492 |
| 6,0 | 4,20 | 0,708 | 2,39 | 1,65 | 1,60 | 1,77 | 1,21 | 1,89 | 0,941 | 2,01 | 0,762 | 2,12 | 0,708 |
| 7,0 | 5,58 | 0,966 | 3,18 | 2,25 | 2,13 | 2,42 | 1,60 | 2,58 | 1,25 | 2,74 | 1,01 | 2,90 | 0,966 |
| 8,0 | 7,15 | 1,26 | 4,07 | 2,96 | 2,73 | 3,15 | 2,05 | 3,36 | 1,60 | 3,57 | 1,30 | 3,78 | 1,26 |
| 9,0 | 8,89 | 1,60 | 5,06 | 3,72 | 3,39 | 3,99 | 2,55 | 4,26 | 1,99 | 4,52 | 1,62 | 4,79 | 1,60 |
| 10,0 | 10,8 | 1,97 | 6,16 | 4,60 | 4,12 | 4,92 | 3,11 | 5,25 | 2,42 | 5,58 | 1,96 | 5,81 | 1,97 |
| 11,0 | 12,9 | 2,38 | 7,35 | 5,55 | 4,92 | 5,95 | 3,70 | 6,35 | 2,89 | 6,75 | 2,34 | 7,17 | 2,38 |
| 12,0 | 15,1 | 2,84 | 8,63 | 6,62 | 5,78 | 7,09 | 4,35 | 7,56 | 3,39 | 8,03 | 2,75 | 8,50 | 2,84 |
| 13,0 | 17,6 | 3,33 | 10,0 | 7,77 | 6,70 | 8,32 | 5,04 | 8,88 | 3,94 | 9,43 | 3,19 | 9,98 | 3,33 |
| 14,0 | 20,1 | 3,86 | 11,5 | 9,00 | 7,68 | 9,65 | 5,78 | 10,3 | 4,51 | 10,9 | 3,65 | 11,6 | 3,87 |
| 15,0 | 22,9 | 4,43 | 13,0 | 10,3 | 8,73 | 11,1 | 6,57 | 11,8 | 5,13 | 12,6 | 4,16 | 13,3 | 4,44 |
| 17,0 | 28,8 | 5,69 | 16,5 | 13,3 | 11,0 | 14,2 | 8,29 | 15,2 | 6,47 | 16,1 | 5,24 | 17,1 | 5,7 |
| 20,0 | 39,0 | 7,88 | 22,2 | 18,4 | 14,9 | 19,7 | 11,2 | 21,0 | 8,74 | 22,3 | 7,08 | 23,6 | 7,8 |
| 25,0 | 59,0 | 12,3 | 33,8 | 28,7 | 22,5 | 30,8 | 16,9 | 32,8 | 13,2 | 34,9 | 10,7 | 36,9 | 12,3 |
| 30,0 | 82,5 | 17,7 | 47,1 | 41,4 | 31,5 | 44,3 | 23,7 | 47,2 | 18,5 | 50,2 | 15,0 | 53,2 | 17,8 |

h_R — потеря напора на трение в 1 пог. метре трубы в мм водяного столба.

h_W — потеря напора на сопротивление при входе и выходе воздуха из труб.

Если митральеза не присоединена к воздухопроводу, то величины h_W следует увеличить, добавив к ним $h'W$.

Значения, данные в таблице при нижеуказанных температурах:

| | | |
|-----------------------|-------------------|------|
| 10°C , | надо помножить на | 0,96 |
| 20°C , | " | 0,93 |
| 30°C , | " | 0,90 |
| 40°C , | " | 0,87 |
| 50°C , | " | 0,84 |

Таблица 9.

ВЕС, ОБЪЕМ И ПЛОТНОСТЬ ВОЗДУХА, СОДЕРЖАНИЕ В НЕМ ВОДЫ, А ТАКЖЕ УПРУГОСТЬ ВОДЯНОГО ПАРА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ.

| Температура | 1 куб. м сухого воздуха | | | Упругость водяного пара в мм ртутного столба | Содержание водяного пара при нормальном атмосферном давлении и полном насыщении в | |
|-------------|--|---------------------------------------|--|--|---|-----------------|
| | при нормальном атмосферном давлении весит кг | при 0° дает куб. м при t° (1 + at) | при t° дает куб. м при 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$ | | 1 куб. м воздуха кг | 1 кг воздуха кг |
| - 20 | 1,396 | 0,927 | 1,079 | 0,927 | 0,0011 | 0,0008 |
| 19 | 1,390 | 0,930 | 1,075 | 1,015 | 0,0012 | 0,0008 |
| 18 | 1,385 | 0,934 | 1,071 | 1,116 | 0,0013 | 0,0009 |
| 17 | 1,379 | 0,938 | 1,066 | 1,207 | 0,0014 | 0,0010 |
| 16 | 1,374 | 0,941 | 1,062 | 1,308 | 0,0015 | 0,0011 |
| 15 | 1,368 | 0,945 | 1,058 | 1,400 | 0,0016 | 0,0011 |
| 14 | 1,363 | 0,949 | 1,054 | 1,549 | 0,0017 | 0,0013 |
| 13 | 1,358 | 0,952 | 1,050 | 1,680 | 0,0019 | 0,0014 |
| 12 | 1,353 | 0,956 | 1,046 | 1,831 | 0,0020 | 0,0015 |
| 11 | 1,348 | 0,959 | 1,042 | 1,982 | 0,0022 | 0,0016 |
| 10 | 1,342 | 0,963 | 1,038 | 2,093 | 0,0023 | 0,0017 |
| 9 | 1,337 | 0,967 | 1,034 | 2,267 | 0,0025 | 0,0019 |
| 8 | 1,332 | 0,971 | 1,030 | 2,455 | 0,0027 | 0,0020 |
| 7 | 1,327 | 0,974 | 1,026 | 2,658 | 0,0029 | 0,0022 |
| 6 | 1,322 | 0,978 | 1,023 | 2,876 | 0,0031 | 0,0024 |
| 5 | 1,317 | 0,982 | 1,019 | 3,113 | 0,0034 | 0,0026 |
| 4 | 1,312 | 0,985 | 1,015 | 3,368 | 0,0036 | 0,0028 |
| 3 | 1,308 | 0,989 | 1,011 | 3,644 | 0,0039 | 0,0030 |
| 2 | 1,303 | 0,993 | 1,007 | 3,941 | 0,0042 | 0,0032 |
| - 1 | 1,298 | 0,996 | 1,004 | 4,263 | 0,0045 | 0,0035 |
| 0 | 1,293 | 1,000 | 1,000 | 4,600 | 0,0049 | 0,0038 |
| + 1 | 1,288 | 1,004 | 0,996 | 4,940 | 0,0052 | 0,0041 |
| 2 | 1,284 | 1,007 | 0,993 | 5,302 | 0,0056 | 0,0043 |
| 3 | 1,279 | 1,011 | 0,989 | 5,687 | 0,0060 | 0,0047 |
| 4 | 1,275 | 1,015 | 0,986 | 6,097 | 0,0064 | 0,0050 |
| 5 | 1,270 | 1,018 | 0,982 | 6,534 | 0,0068 | 0,0054 |
| 6 | 1,265 | 1,022 | 0,979 | 6,998 | 0,0073 | 0,0057 |
| 7 | 1,261 | 1,026 | 0,975 | 7,492 | 0,0077 | 0,0061 |
| 8 | 1,256 | 1,029 | 0,972 | 8,017 | 0,0083 | 0,0066 |
| 9 | 1,252 | 1,033 | 0,968 | 8,574 | 0,0088 | 0,0070 |
| 10 | 1,248 | 1,037 | 0,964 | 9,165 | 0,0094 | 0,0075 |
| 11 | 1,243 | 1,040 | 0,961 | 9,762 | 0,0099 | 0,0080 |
| 12 | 1,239 | 1,044 | 0,958 | 10,457 | 0,0106 | 0,0086 |
| 13 | 1,235 | 1,048 | 0,955 | 11,162 | 0,0113 | 0,0092 |
| 14 | 1,230 | 1,051 | 0,951 | 11,908 | 0,0120 | 0,0098 |
| 15 | 1,226 | 1,055 | 0,948 | 12,699 | 0,0128 | 0,0105 |

ВЕС, ОБЪЕМ И ПЛОТНОСТЬ ВОЗДУХА.

Таблица 9.
(Продолжение.)

| Температура | 1 куб. м сухого воздуха | | | Упругость водяного пара в мм ртутного столба | Содержание водяного пара при нормальном атмосфер- ном давлении и полном на- сыщении в | |
|-------------|--|--|---|--|--|--------------------|
| | при нормальном атмосферном давлении весит кг | при 0° дает куб. м при t° (1 + at) | при t° дает куб. м при 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$ | | 1 куб. м воздуха кг | 1 кг воздуха кг |
| 16 | 1,222 | 1,059 | 0,945 | 13,536 | 0,0136 | 0,0112 |
| 17 | 1,217 | 1,062 | 0,941 | 14,421 | 0,0144 | 0,0119 |
| 18 | 1,213 | 1,066 | 0,938 | 15,357 | 0,0153 | 0,0127 |
| 19 | 1,209 | 1,070 | 0,935 | 16,346 | 0,0162 | 0,0135 |
| 20 | 1,205 | 1,073 | 0,932 | 17,391 | 0,0172 | 0,0144 |
| 21 | 1,201 | 1,077 | 0,929 | 18,495 | 0,0182 | 0,0153 |
| 22 | 1,197 | 1,081 | 0,925 | 19,659 | 0,0193 | 0,0163 |
| 23 | 1,193 | 1,084 | 0,922 | 20,888 | 0,0204 | 0,0173 |
| 24 | 1,189 | 1,088 | 0,919 | 22,184 | 0,0216 | 0,0184 |
| 25 | 1,185 | 1,092 | 0,916 | 23,550 | 0,0229 | 0,0195 |
| 26 | 1,181 | 1,095 | 0,913 | 24,988 | 0,0242 | 0,0207 |
| 27 | 1,177 | 1,099 | 0,910 | 26,505 | 0,0256 | 0,0220 |
| 28 | 1,173 | 1,103 | 0,907 | 28,101 | 0,0270 | 0,0234 |
| 29 | 1,169 | 1,106 | 0,904 | 29,782 | 0,0285 | 0,0248 |
| 30 | 1,165 | 1,110 | 0,901 | 31,548 | 0,0301 | 0,0263 |
| 31 | 1,161 | 1,114 | 0,898 | 33,406 | 0,0318 | 0,0278 |
| 32 | 1,157 | 1,117 | 0,895 | 35,359 | 0,0335 | 0,0295 |
| 33 | 1,154 | 1,121 | 0,892 | 37,411 | 0,0354 | 0,0312 |
| 34 | 1,150 | 1,125 | 0,889 | 39,565 | 0,0373 | 0,0331 |
| 35 | 1,146 | 1,128 | 0,886 | 41,827 | 0,0393 | 0,0350 |
| 36 | 1,142 | 1,132 | 0,884 | 44,201 | 0,0414 | 0,0370 |
| 37 | 1,139 | 1,136 | 0,881 | 46,691 | 0,0436 | 0,0392 |
| 38 | 1,135 | 1,139 | 0,878 | 49,302 | 0,0459 | 0,0414 |
| 39 | 1,132 | 1,143 | 0,875 | 52,039 | 0,0483 | 0,0438 |
| 40 | 1,128 | 1,147 | 0,872 | 54,906 | 0,0508 | 0,0463 |
| 41 | 1,124 | 1,150 | 0,869 | 57,910 | 0,0534 | 0,0489 |
| 42 | 1,121 | 1,154 | 0,867 | 61,055 | 0,0561 | 0,0516 |
| 43 | 1,117 | 1,158 | 0,864 | 64,346 | 0,0589 | 0,0545 |
| 44 | 1,114 | 1,161 | 0,861 | 67,790 | 0,0619 | 0,0575 |
| 45 | 1,110 | 1,165 | 0,858 | 71,391 | 0,0650 | 0,0607 |
| 46 | 1,107 | 1,169 | 0,856 | 75,158 | 0,0682 | 0,0640 |
| 47 | 1,103 | 1,172 | 0,853 | 79,093 | 0,0715 | 0,0675 |
| 48 | 1,100 | 1,176 | 0,850 | 83,204 | 0,0750 | 0,0711 |
| 49 | 1,096 | 1,180 | 0,848 | 87,499 | 0,0786 | 0,0750 |
| 50 | 1,093 | 1,183 | 0,845 | 91,982 | 0,0823 | 0,0790 |
| 51 | 1,090 | 1,187 | 0,843 | 96,661 | 0,0863 | 0,0832 |
| 52 | 1,086 | 1,191 | 0,840 | 101,543 | 0,0904 | 0,0877 |
| 53 | 1,083 | 1,194 | 0,837 | 106,636 | 0,0946 | 0,0923 |
| 54 | 1,080 | 1,198 | 0,835 | 111,945 | 0,0991 | 0,0972 |
| 55 | 1,076 | 1,202 | 0,832 | 117,478 | 0,1036 | 0,1023 |

Вес, объем и плотность воздуха.

Таблица 9.
(Продолжение.)

| Температура | 1 куб. м сухого воздуха | | | Упругость водяного пара в мм ртутного столба | Содержание водяного пара при нормальном атмосфер- ном давлении и полном на- сыщении в | |
|-------------|--|--|---|--|--|--------------------|
| | при нормальном атмосферном давлении весит кг | при 0° даст куб. м при t° (1 + at) | при t° даст куб. м при 0° $\left(\frac{1}{1+at}\right)$ | | 1 куб. м воздуха кг | 1 кг воздуха кг |
| 56 | 1,073 | 1,205 | 0,830 | 123,244 | 0,1084 | 0,1076 |
| 57 | 1,070 | 1,209 | 0,827 | 129,251 | 0,1133 | 0,1132 |
| 58 | 1,067 | 1,213 | 0,825 | 135,505 | 0,1185 | 0,1191 |
| 59 | 1,063 | 1,216 | 0,822 | 134,015 | 0,1238 | 0,1252 |
| 60 | 1,060 | 1,220 | 0,820 | 148,791 | 0,1293 | 0,1317 |
| 61 | 1,057 | 1,224 | 0,817 | 155,839 | 0,1350 | 0,1384 |
| 62 | 1,054 | 1,227 | 0,815 | 163,170 | 0,1409 | 0,1455 |
| 63 | 1,051 | 1,231 | 0,812 | 170,791 | 0,1471 | 0,1530 |
| 64 | 1,048 | 1,235 | 0,810 | 178,714 | 0,1534 | 0,1607 |
| 65 | 1,044 | 1,238 | 0,808 | 186,945 | 0,1600 | 0,1689 |
| 66 | 1,041 | 1,242 | 0,805 | 195,496 | 0,1669 | 0,1775 |
| 67 | 1,038 | 1,246 | 0,803 | 204,376 | 0,1739 | 0,1864 |
| 68 | 1,035 | 1,249 | 0,801 | 213,596 | 0,1812 | 0,1958 |
| 69 | 1,032 | 1,253 | 0,798 | 223,165 | 0,1888 | 0,2057 |
| 70 | 1,029 | 1,257 | 0,796 | 233,093 | 0,1966 | 0,2161 |
| 71 | 1,026 | 1,260 | 0,794 | 243,393 | 0,2047 | 0,2269 |
| 72 | 1,023 | 1,264 | 0,791 | 254,073 | 0,2132 | 0,2383 |
| 73 | 1,020 | 1,268 | 0,789 | 265,147 | 0,2217 | 0,2503 |
| 74 | 1,017 | 1,271 | 0,787 | 276,624 | 0,2307 | 0,2628 |
| 75 | 1,014 | 1,275 | 0,784 | 288,517 | 0,2399 | 0,2760 |
| 76 | 1,011 | 1,279 | 0,782 | 300,838 | 0,2494 | 0,2899 |
| 77 | 1,009 | 1,282 | 0,780 | 313,600 | 0,2593 | 0,3044 |
| 78 | 1,006 | 1,286 | 0,778 | 326,811 | 0,2694 | 0,3197 |
| 79 | 1,003 | 1,290 | 0,776 | 340,488 | 0,2799 | 0,3353 |
| 80 | 1,000 | 1,293 | 0,773 | 354,643 | 0,2907 | 0,3528 |
| 81 | 0,997 | 1,297 | 0,771 | 369,287 | 0,3018 | 0,3706 |
| 82 | 0,994 | 1,301 | 0,769 | 384,435 | 0,3133 | 0,3894 |
| 83 | 0,992 | 1,304 | 0,767 | 400,101 | 0,3252 | 0,4092 |
| 84 | 0,989 | 1,308 | 0,765 | 416,298 | 0,3374 | 0,4301 |
| 85 | 0,986 | 1,312 | 0,763 | 433,041 | 0,3500 | 0,4521 |
| 86 | 0,983 | 1,315 | 0,760 | 450,301 | 0,3629 | 0,4753 |
| 87 | 0,981 | 1,319 | 0,758 | 468,175 | 0,3763 | 0,4999 |
| 88 | 0,978 | 1,323 | 0,756 | 486,638 | 0,3900 | 0,5259 |
| 89 | 0,975 | 1,326 | 0,754 | 505,705 | 0,4042 | 0,5534 |
| 90 | 0,973 | 1,330 | 0,752 | 525,392 | 0,4188 | 0,5825 |
| 91 | 0,970 | 1,334 | 0,750 | 545,715 | 0,4338 | 0,6134 |
| 92 | 0,967 | 1,337 | 0,748 | 566,690 | 0,4492 | 0,6462 |
| 93 | 0,965 | 1,341 | 0,746 | 588,333 | 0,4651 | 0,6810 |
| 94 | 0,962 | 1,345 | 0,744 | 610,661 | 0,4815 | 0,7181 |
| 95 | 0,959 | 1,348 | 0,742 | 633,692 | 0,4983 | 0,7576 |
| 96 | 0,957 | 1,352 | 0,740 | 657,443 | 0,5155 | 0,7998 |
| 97 | 0,954 | 1,356 | 0,738 | 681,931 | 0,5332 | 0,8448 |
| 98 | 0,951 | 1,359 | 0,736 | 707,174 | 0,5515 | 0,8929 |
| 99 | 0,949 | 1,363 | 0,734 | 733,191 | 0,5703 | 0,9446 |
| 100 | 0,947 | 1,367 | 0,732 | 760,000 | 0,5895 | 1,0000 |

ВЕС, ОБЪЕМ И ПЛОТНОСТЬ ВОЗДУХА.

Таблица 9.
(Продолжение.)

| Температура | 1 куб. м сухого воздуха | | | Температура | 1 куб. м сухого воздуха | | |
|-------------|--|---------------------------------------|--|-------------|--|---------------------------------------|--|
| | при нормальном атмосферном давлении весит кг | при 0° дает куб. м при t° (1 + at) | при t° дает куб. м при 0° $\left(\frac{1}{1+at}\right)$ | | при нормальном атмосферном давлении весит кг | при 0° дает куб. м при t° (1 + at) | при t° дает куб. м при 0° $\left(\frac{1}{1+at}\right)$ |
| 101 | 0,944 | 1,370 | 0,730 | 146 | 0,842 | 1,535 | 0,651 |
| 102 | 0,941 | 1,374 | 0,728 | 147 | 0,840 | 1,539 | 0,650 |
| 103 | 0,939 | 1,378 | 0,726 | 148 | 0,838 | 1,542 | 0,648 |
| 104 | 0,936 | 1,381 | 0,724 | 149 | 0,836 | 1,546 | 0,647 |
| 105 | 0,934 | 1,385 | 0,722 | 150 | 0,835 | 1,550 | 0,645 |
| 106 | 0,931 | 1,389 | 0,720 | 151 | 0,832 | 1,553 | 0,644 |
| 107 | 0,929 | 1,392 | 0,718 | 152 | 0,831 | 1,557 | 0,642 |
| 108 | 0,927 | 1,396 | 0,716 | 153 | 0,829 | 1,561 | 0,641 |
| 109 | 0,924 | 1,400 | 0,715 | 154 | 0,827 | 1,564 | 0,639 |
| 110 | 0,922 | 1,403 | 0,713 | 155 | 0,825 | 1,568 | 0,638 |
| 111 | 0,919 | 1,407 | 0,711 | 156 | 0,823 | 1,572 | 0,636 |
| 112 | 0,917 | 1,411 | 0,709 | 157 | 0,821 | 1,575 | 0,635 |
| 113 | 0,914 | 1,414 | 0,707 | 158 | 0,819 | 1,579 | 0,633 |
| 114 | 0,912 | 1,418 | 0,705 | 159 | 0,817 | 1,583 | 0,632 |
| 115 | 0,910 | 1,422 | 0,704 | 160 | 0,815 | 1,586 | 0,630 |
| 116 | 0,908 | 1,425 | 0,702 | 161 | 0,813 | 1,590 | 0,629 |
| 117 | 0,905 | 1,429 | 0,700 | 162 | 0,812 | 1,594 | 0,628 |
| 118 | 0,903 | 1,433 | 0,698 | 163 | 0,810 | 1,597 | 0,626 |
| 119 | 0,901 | 1,436 | 0,696 | 164 | 0,808 | 1,601 | 0,625 |
| 120 | 0,898 | 1,440 | 0,695 | 165 | 0,806 | 1,605 | 0,623 |
| 121 | 0,896 | 1,444 | 0,693 | 166 | 0,804 | 1,608 | 0,622 |
| 122 | 0,894 | 1,447 | 0,691 | 167 | 0,802 | 1,612 | 0,620 |
| 123 | 0,891 | 1,451 | 0,689 | 168 | 0,800 | 1,616 | 0,619 |
| 124 | 0,889 | 1,455 | 0,688 | 169 | 0,799 | 1,619 | 0,618 |
| 125 | 0,887 | 1,458 | 0,686 | 170 | 0,797 | 1,623 | 0,616 |
| 126 | 0,885 | 1,462 | 0,684 | 171 | 0,795 | 1,627 | 0,615 |
| 127 | 0,883 | 1,466 | 0,682 | 172 | 0,793 | 1,630 | 0,613 |
| 128 | 0,880 | 1,469 | 0,681 | 173 | 0,791 | 1,634 | 0,612 |
| 129 | 0,878 | 1,473 | 0,679 | 174 | 0,790 | 1,638 | 0,611 |
| 130 | 0,876 | 1,477 | 0,677 | 175 | 0,788 | 1,641 | 0,609 |
| 131 | 0,874 | 1,480 | 0,676 | 176 | 0,786 | 1,645 | 0,608 |
| 132 | 0,872 | 1,484 | 0,674 | 177 | 0,784 | 1,649 | 0,607 |
| 133 | 0,869 | 1,487 | 0,672 | 178 | 0,783 | 1,652 | 0,605 |
| 134 | 0,867 | 1,491 | 0,671 | 179 | 0,781 | 1,656 | 0,604 |
| 135 | 0,865 | 1,495 | 0,669 | 180 | 0,779 | 1,660 | 0,603 |
| 136 | 0,863 | 1,498 | 0,667 | 181 | 0,778 | 1,663 | 0,601 |
| 137 | 0,861 | 1,502 | 0,666 | 182 | 0,776 | 1,667 | 0,600 |
| 138 | 0,859 | 1,506 | 0,664 | 183 | 0,774 | 1,671 | 0,599 |
| 139 | 0,857 | 1,509 | 0,663 | 184 | 0,772 | 1,674 | 0,597 |
| 140 | 0,855 | 1,513 | 0,661 | 185 | 0,771 | 1,678 | 0,596 |
| 141 | 0,853 | 1,517 | 0,659 | 186 | 0,769 | 1,682 | 0,595 |
| 142 | 0,851 | 1,520 | 0,658 | 187 | 0,767 | 1,685 | 0,593 |
| 143 | 0,849 | 1,524 | 0,656 | 188 | 0,766 | 1,689 | 0,592 |
| 144 | 0,847 | 1,528 | 0,655 | 189 | 0,764 | 1,693 | 0,591 |
| 145 | 0,845 | 1,531 | 0,653 | 190 | 0,762 | 1,696 | 0,590 |

Таблица 9.
(Продолжение.)

Вес, объем и плотность воздуха.

| Температура | 1 куб. м сухого воздуха | | | Температура | 1 куб. м сухого воздуха | | |
|-------------|--|---------------------------------------|--|-------------|--|---------------------------------------|--|
| | при нормальном атмосферном давлении весит кг | при 0° дает куб. м при t° (1 + at) | при t° дает куб. м при 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$ | | при нормальном атмосферном давлении весит кг | при 0° дает куб. м при t° (1 + at) | при t° дает куб. м при 0° $\left(\frac{1}{1 + at}\right)$ |
| 191 | 0,761 | 1,700 | 0,588 | 255 | 0,668 | 1,935 | 0,517 |
| 192 | 0,759 | 1,704 | 0,587 | 260 | 0,662 | 1,953 | 0,512 |
| 193 | 0,757 | 1,707 | 0,586 | 265 | 0,656 | 1,971 | 0,507 |
| 194 | 0,756 | 1,711 | 0,585 | 270 | 0,650 | 1,990 | 0,503 |
| 195 | 0,754 | 1,715 | 0,583 | 275 | 0,644 | 2,008 | 0,498 |
| 196 | 0,753 | 1,718 | 0,582 | 280 | 0,638 | 2,026 | 0,494 |
| 197 | 0,751 | 1,722 | 0,581 | 285 | 0,633 | 2,045 | 0,489 |
| 198 | 0,749 | 1,726 | 0,580 | 290 | 0,627 | 2,063 | 0,485 |
| 199 | 0,748 | 1,729 | 0,578 | 295 | 0,621 | 2,081 | 0,481 |
| 200 | 0,746 | 1,733 | 0,577 | 300 | 0,616 | 2,100 | 0,476 |
| 205 | 0,738 | 1,751 | 0,571 | 310 | 0,605 | 2,136 | 0,468 |
| 210 | 0,731 | 1,770 | 0,565 | 320 | 0,595 | 2,173 | 0,460 |
| 215 | 0,723 | 1,788 | 0,559 | 330 | 0,585 | 2,210 | 0,453 |
| 220 | 0,716 | 1,806 | 0,554 | 340 | 0,576 | 2,246 | 0,445 |
| 225 | 0,709 | 1,825 | 0,548 | 350 | 0,567 | 2,283 | 0,438 |
| 230 | 0,702 | 1,843 | 0,543 | 360 | 0,558 | 2,319 | 0,431 |
| 235 | 0,695 | 1,861 | 0,537 | 370 | 0,549 | 2,356 | 0,424 |
| 240 | 0,688 | 1,880 | 0,532 | 380 | 0,540 | 2,393 | 0,418 |
| 245 | 0,681 | 1,898 | 0,527 | 390 | 0,532 | 2,429 | 0,412 |
| 250 | 0,675 | 1,916 | 0,522 | 400 | 0,524 | 2,466 | 0,406 |

Таблица 10.

СКРЫТАЯ ТЕПЛОТА ВОДЯНОГО ПАРА ПРИ ТЕМПЕРАТУРАХ ДО 100° С.

| Температура | Скрытая теплота | Температура | Скрытая теплота | Температура | Скрытая теплота |
|-------------|-----------------|-------------|-----------------|-------------|-----------------|
| 0 | 594,7 | 35 | 576,1 | 70 | 556,8 |
| 5 | 592,1 | 40 | 573,4 | 75 | 553,9 |
| 10 | 589,4 | 45 | 570,7 | 80 | 551,0 |
| 15 | 586,8 | 50 | 567,9 | 85 | 548,1 |
| 20 | 584,1 | 55 | 565,2 | 90 | 545,2 |
| 25 | 581,5 | 60 | 562,4 | 95 | 542,2 |
| 30 | 578,8 | 65 | 559,6 | 100 | 539,1 |

Таблица 11.

ПСИХРОМЕТРИЧЕСКАЯ.

| Показания сухого термометра | Показания мокрого термометра при указанных % относительной влажности | | | | | | | | |
|-----------------------------------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 20% | 30% | 40% | 50% | 60% | 70% | 80% | 90% | 100% |
| 10 | 2,5 | 3,5 | 4,5 | 5,5 | 6,4 | 7,4 | 8,3 | 9,2 | 10 |
| 11 | 3,2 | 4,3 | 5,3 | 6,3 | 7,3 | 8,3 | 9,2 | 10,1 | 11 |
| 12 | 4,1 | 5,0 | 6,1 | 7,2 | 8,2 | 9,2 | 10,1 | 11,1 | 12 |
| 13 | 4,5 | 5,6 | 6,9 | 8,0 | 9,0 | 10,1 | 11,1 | 12,1 | 13 |
| 14 | 5,2 | 6,4 | 7,6 | 8,9 | 9,9 | 11,0 | 12,1 | 13,1 | 14 |
| 15 | 5,9 | 7,1 | 8,4 | 9,6 | 10,7 | 11,9 | 13,0 | 14,0 | 15 |
| 16 | 6,5 | 7,9 | 9,2 | 10,5 | 11,7 | 12,8 | 13,9 | 15,0 | 16 |
| 17 | 7,2 | 8,5 | 10,0 | 11,4 | 12,5 | 13,6 | 14,9 | 16,0 | 17 |
| 18 | 7,9 | 9,3 | 10,8 | 12,1 | 13,3 | 14,5 | 15,9 | 16,9 | 18 |
| 19 | 8,5 | 10,0 | 11,5 | 13,0 | 14,4 | 15,5 | 16,8 | 17,9 | 19 |
| 20 | 9,2 | 10,7 | 12,3 | 13,8 | 15,1 | 16,5 | 17,8 | 18,9 | 20 |
| 21 | 9,9 | 11,4 | 13,1 | 14,7 | 16,0 | 17,3 | 18,7 | 19,8 | 21 |
| 22 | 10,5 | 12,2 | 13,9 | 15,5 | 16,8 | 18,2 | 19,5 | 20,7 | 22 |
| 23 | 11,4 | 12,8 | 14,7 | 16,3 | 17,8 | 19,1 | 20,5 | 21,7 | 23 |
| 24 | 11,9 | 13,4 | 15,4 | 17,1 | 18,5 | 20,0 | 21,4 | 22,8 | 24 |
| 25 | 12,4 | 14,3 | 16,2 | 18,0 | 19,4 | 20,9 | 22,3 | 23,8 | 25 |
| 26 | 13,1 | 15,1 | 17,0 | 18,8 | 20,3 | 21,9 | 23,3 | 24,6 | 26 |
| 27 | 13,8 | 15,9 | 17,8 | 19,6 | 21,2 | 22,8 | 24,4 | 25,5 | 27 |
| 28 | 14,4 | 16,5 | 18,7 | 20,4 | 22,1 | 23,6 | 25,2 | 26,5 | 28 |
| 29 | 15,1 | 17,2 | 19,4 | 21,2 | 22,9 | 24,5 | 26,1 | 27,5 | 29 |
| 30 | 15,7 | 18,0 | 20,1 | 22,1 | 24,0 | 25,5 | 27,0 | 28,6 | 30 |
| 31 | 16,3 | 18,6 | 21,0 | 22,9 | 24,6 | 26,3 | 28,0 | 29,4 | 31 |
| 32 | 17,0 | 19,4 | 21,8 | 23,8 | 25,5 | 27,2 | 28,9 | 30,4 | 32 |
| 33 | 17,6 | 20,1 | 22,5 | 24,5 | 26,5 | 28,2 | 29,9 | 31,4 | 33 |
| 34 | 18,3 | 20,9 | 23,3 | 25,4 | 27,2 | 29,1 | 31,0 | 32,4 | 34 |
| 35 | 19,0 | 21,5 | 24,0 | 26,2 | 28,2 | 30,0 | 32,0 | 33,3 | 35 |

Таблица 12.

КОЛИЧЕСТВО ВОДЫ В кг ПОТРЕБНОЕ ДЛЯ НАСЫЩЕНИЯ ДО 50% 1000 куб. м ВОЗДУХА, ВЗЯТОГО СНАРУЖИ И ПОДОГРЕТОГО ДО КОМНАТНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ.

| Взятый снаружи воздух | | Температура комнатного воздуха | | | | | | | |
|-----------------------|-----------------------|--------------------------------|---------|---------|---------|-------|-------|-------|-------|
| Температура | Влажность в процентах | 10° | 11° | 12° | 13° | 14° | 15° | 16° | 17° |
| - 20 | 70 | 4,017 | 4,264 | 4,616 | 4,969 | 5,322 | 5,724 | 6,126 | 6,529 |
| | 80 | 3,913 | 4,166 | 4,519 | 4,871 | 5,225 | 5,627 | 6,030 | 6,433 |
| | 90 | 3,815 | 4,068 | 4,421 | 4,774 | 5,128 | 5,531 | 5,934 | 6,337 |
| - 15 | 70 | 3,679 | 3,933 | 4,286 | 4,640 | 4,993 | 5,397 | 5,800 | 6,203 |
| | 80 | 3,533 | 3,788 | 4,142 | 4,495 | 4,849 | 5,253 | 5,657 | 6,061 |
| | 90 | 3,387 | 3,643 | 3,997 | 4,351 | 4,706 | 5,110 | 5,514 | 5,918 |
| - 10 | 70 | 3,204 | 3,459 | 3,814 | 4,169 | 4,525 | 4,930 | 5,335 | 5,740 |
| | 80 | 2,991 | 3,246 | 3,602 | 3,957 | 4,315 | 4,720 | 5,126 | 5,531 |
| | 90 | 2,777 | 3,033 | 3,389 | 3,746 | 4,104 | 4,510 | 4,916 | 5,323 |
| - 5 | 70 | 2,446 | 2,703 | 3,063 | 3,420 | 3,777 | 4,184 | 4,594 | 5,001 |
| | 80 | 2,124 | 2,382 | 2,743 | 3,101 | 3,459 | 3,868 | 4,279 | 4,687 |
| | 90 | 1,802 | 2,061 | 2,424 | 2,783 | 3,142 | 3,551 | 3,963 | 4,373 |
| 0 | 70 | 1,390 | 1,654 | 1,911 | 2,374 | 2,718 | 3,148 | 3,559 | 3,973 |
| | 80 | 0,917 | 1,183 | 1,541 | 1,906 | 2,272 | 2,684 | 3,096 | 3,511 |
| | 90 | 0,444 | 0,712 | 1,071 | 1,438 | 1,953 | 2,365 | 2,778 | 3,195 |
| + 5 | 70 | 0,026 | 0,290 | 0,659 | 1,023 | 1,388 | 1,850 | 2,221 | 2,635 |
| | 80 | - 0,642 | - 0,376 | 0,004 | 0,362 | 0,729 | 1,199 | 1,567 | 1,983 |
| | 90 | - 1,310 | - 1,041 | - 0,667 | - 0,299 | 0,070 | 0,549 | 0,913 | 1,331 |

| Взятый снаружи воздух | | Температура комнатного воздуха | | | | | | | |
|-----------------------|-----------------------|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| Температура | Влажность в процентах | 18° | 19° | 20° | 21° | 22° | 23° | 24° | 25° |
| - 20 | 70 | 6,981 | 7,438 | 7,935 | 8,438 | 8,989 | 9,542 | 10,144 | 10,796 |
| | 80 | 6,885 | 7,343 | 7,841 | 8,343 | 8,895 | 9,448 | 10,050 | 10,703 |
| | 90 | 6,790 | 7,249 | 7,746 | 8,249 | 8,801 | 9,353 | 9,956 | 10,609 |
| - 15 | 70 | 6,657 | 7,100 | 7,614 | 8,118 | 8,671 | 9,223 | 9,827 | 10,480 |
| | 80 | 6,515 | 6,968 | 7,474 | 7,977 | 8,531 | 9,084 | 9,688 | 10,342 |
| | 90 | 6,373 | 6,827 | 7,333 | 7,837 | 8,391 | 8,944 | 9,549 | 10,203 |
| - 10 | 70 | 6,195 | 5,987 | 7,154 | 7,659 | 8,215 | 8,770 | 9,375 | 10,030 |
| | 80 | 5,987 | 5,780 | 6,948 | 7,453 | 8,011 | 8,566 | 9,172 | 9,827 |
| | 90 | 5,779 | 5,573 | 6,741 | 7,247 | 7,806 | 8,362 | 8,968 | 9,624 |
| - 5 | 70 | 5,458 | 5,253 | 6,422 | 6,929 | 7,489 | 8,046 | 8,653 | 9,310 |
| | 80 | 5,145 | 4,941 | 6,111 | 6,619 | 7,180 | 7,738 | 8,347 | 9,005 |
| | 90 | 4,832 | 4,629 | 5,820 | 6,309 | 6,872 | 7,431 | 8,040 | 8,699 |
| 0 | 70 | 4,433 | 4,231 | 5,403 | 5,914 | 6,477 | 7,038 | 7,648 | 8,308 |
| | 80 | 3,973 | 3,773 | 4,947 | 5,458 | 6,024 | 6,586 | 7,198 | 7,859 |
| | 90 | 3,345 | 3,459 | 4,633 | 5,146 | 5,713 | 6,276 | 6,889 | 7,552 |
| + 5 | 70 | 3,104 | 2,906 | 4,083 | 4,597 | 5,166 | 5,730 | 6,345 | 7,009 |
| | 80 | 2,455 | 2,259 | 3,437 | 3,954 | 4,526 | 5,092 | 5,708 | 6,374 |
| | 90 | 1,815 | 1,612 | 2,792 | 3,310 | 3,885 | 4,453 | 5,072 | 5,740 |

Таблица 13.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВИНТОВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СИРОККО ПРИ НОРМАЛЬНОМ ПРОТИВОДАВЛЕНИИ.

| | № 2 ^{1/2} | № 3 | № 3 ^{1/2} | № 4 | № 5 | № 6 | № 7 | № 8 | № 9 | № 10 | № 11 | № 12 |
|------|--------------------|-------|--------------------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | D=318 | D=381 | D=445 | D=508 | D=635 | D=762 | D=889 | D=1016 | D=1143 | D=1270 | D=1397 | D=1524 |
| 150 | | | | | | | | | | | | 20 880 |
| 200 | | | | | | | | | | | 21 340 | 27 840 |
| 250 | | | | | | | | | | 20 000 | 26 680 | 34 800 |
| 300 | | | | | | | 8 330 | 12 260 | 17 600 | 24 000 | 32 020 | 41 760 |
| 350 | | | | | | | 9 720 | 14 310 | 20 530 | 28 000 | 37 350 | 48 720 |
| 400 | | | | | 4 030 | 6 930 | 11 080 | 16 350 | 23 460 | 32 000 | 42 690 | 55 680 |
| 450 | | | | | 4 540 | 7 800 | 12 500 | 18 400 | 26 400 | 36 000 | 48 020 | 62 640 |
| 500 | | | | 2580 | 5 040 | 8 670 | 13 880 | 20 440 | 29 330 | 40 000 | 53 360 | 69 600 |
| 550 | | | | 2840 | 5 540 | 9 530 | 15 200 | 22 480 | 32 270 | 44 000 | 58 700 | |
| 600 | | | 2040 | 3100 | 6 050 | 10 400 | 16 560 | 24 530 | 35 200 | 48 000 | | |
| 650 | | | 2210 | 3350 | 6 550 | 11 260 | 18 000 | 26 570 | 38 130 | | | |
| 700 | | | 2380 | 3610 | 7 060 | 12 130 | 19 360 | 28 620 | | | | |
| 750 | | | 2550 | 3870 | 7 560 | 13 000 | 20 720 | | | | | |
| 800 | | 1730 | 2720 | 4130 | 8 060 | 13 860 | 22 160 | | | | | |
| 850 | | 1840 | 2890 | 4390 | 8 570 | 14 730 | | | | | | |
| 900 | | 1940 | 3060 | 4640 | 9 070 | 15 600 | | | | | | |
| 950 | | 2050 | 3230 | 4900 | 9 580 | 16 460 | | | | | | |
| 1000 | 1240 | 2160 | 3400 | 5160 | 10 080 | | | | | | | |
| 1100 | 1360 | 2380 | 3740 | 5680 | 11 090 | | | | | | | |
| 1200 | 1490 | 2590 | 4080 | 6190 | | | | | | | | |
| 1300 | 1610 | 2810 | 4420 | | | | | | | | | |
| 1400 | 1730 | 3020 | | | | | | | | | | |
| 1500 | 1860 | | | | | | | | | | | |

Таблица 13.

ВСПОМОГАТЕЛЬНАЯ ТАБЛИЦА ДЛЯ ВИНТОВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СИРОККО.

| | № 2 ^{1/2} | № 3 | № 3 ^{1/2} | № 4 | № 5 | № 6 | № 7 | № 8 | № 9 | № 10 | № 11 | № 12 | |
|-----------------------------------|--------------------|-------|--------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|
| D | 0,318 | 0,381 | 0,445 | 0,508 | 0,635 | 0,762 | 0,889 | 1,016 | 1,143 | 1,270 | 1,397 | 1,524 | |
| πD | 1,00 | 1,197 | 1,398 | 1,596 | 1,995 | 2,394 | 2,793 | 3,18 | 3,59 | 3,99 | 4,38 | 4,78 | |
| $F = \frac{\pi D^2}{4}$ | 0,079 | 0,114 | 0,155 | 0,203 | 0,317 | 0,457 | 0,621 | 0,810 | 1,02 | 1,27 | 1,52 | 1,82 | |
| L_0 часов. | при n=1 | 1,86 | 3,25 | 5,10 | 7,74 | 15,12 | 26,00 | 41,48 | 61,32 | 88,00 | 120,00 | 160,08 | 208,80 |
| L_0' часов. | | 1,24 | 2,16 | 3,40 | 5,16 | 10,08 | 17,33 | 27,65 | 40,88 | 58,66 | 80,00 | 106,72 | 139,20 |
| Предельное n при бесшумн. | 1500 | 1260 | 1080 | 945 | 756 | 630 | 540 | 480 | 420 | 380 | 340 | 315 | |

Таблица 14.

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ СИРОККО.

| № венти- лятора | Диаметр ко- леса D | Площадь вы- хлопа F м ² | Создаваемый вентилятором статический напор | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------|-------------------------|---|--|--------|----------|------------------|--------|----------|------------------|---------|----------|------------------|---------|----------|------------------|---------|----------|------------------|---------|----------|
| | | | $h_{ст} = 13$ мм | | | $h_{ст} = 19$ мм | | | $h_{ст} = 25$ мм | | | $h_{ст} = 38$ мм | | | $h_{ст} = 51$ мм | | | $h_{ст} = 64$ мм | | |
| | | | n | L | $h_{ск}$ | n | L | $h_{ск}$ | n | L | $h_{ск}$ | n | L | $h_{ск}$ | n | L | $h_{ск}$ | n | L | $h_{ск}$ |
| 2 | 0,254 | 0,05 | 900 | 1 818 | 6,0 | 1100 | 2 209 | 9,0 | 1300 | 2 548 | 11,9 | 1500 | 2 633 | 12,78 | 1800 | 3 533 | 23,0 | 2000 | 3 857 | 27,6 |
| 2½ | 0,318 | 0,079 | 750 | 3 058 | 6,9 | 850 | 3 185 | 7,5 | 1000 | 3 653 | 9,8 | 1200 | 3 823 | 10,80 | 1400 | 4 715 | 16,4 | 1600 | 5 776 | 24,7 |
| 3 | 0,381 | 0,114 | 600 | 4 332 | 6,6 | 700 | 4 502 | 7,2 | 850 | 5 776 | 11,8 | 1000 | 6 118 | 13,5 | 1200 | 8 070 | 21,1 | 1350 | 9 174 | 29,9 |
| 3½ | 0,445 | 0,155 | 550 | 6 116 | 7,3 | 650 | 7 000 | 9,4 | 750 | 8 155 | 12,8 | 900 | 9 343 | 16,8 | 1000 | 9 174 | 16,1 | 1150 | 11 450 | 25,2 |
| 4 | 0,508 | 0,203 | 450 | 7 391 | 6,12 | 550 | 8 528 | 8,1 | 650 | 10 618 | 12,6 | 800 | 12 997 | 18,9 | 900 | 13 675 | 20,9 | 1000 | 15 375 | 26,5 |
| 5 | 0,635 | 0,317 | 350 | 10 703 | 5,3 | 450 | 14 610 | 9,8 | 500 | 15 120 | 10,5 | 600 | 17 669 | 14,3 | 700 | 19 367 | 17,2 | 800 | 23 614 | 25,6 |
| 6 | 0,762 | 0,456 | 300 | 17 159 | 6,54 | 375 | 21 746 | 10,5 | 425 | 22 935 | 11,6 | 520 | 28 032 | 17,4 | 600 | 32 279 | 23,1 | 680 | 36 526 | 29,7 |
| 7 | 0,889 | 0,621 | 250 | 21 066 | 5,32 | 300 | 25 114 | 7,5 | 350 | 28 372 | 9,6 | 450 | 39 075 | 18,3 | 520 | 44 172 | 23,4 | 590 | 53 686 | 34,5 |
| 8 | 1,016 | 0,810 | 225 | 29 391 | 6,24 | 275 | 35 847 | 9,0 | 325 | 44 512 | 13,9 | 385 | 49 269 | 17,1 | 450 | 57 083 | 22,9 | 500 | 63 200 | 28,1 |
| 9 | 1,143 | 1,030 | 200 | 38 735 | 6,54 | 250 | 48 929 | 10,4 | 300 | 61 840 | 16,6 | 350 | 65 069 | 18,4 | 400 | 73 054 | 23,2 | 458 | 89 703 | 35,1 |
| 10 | 1,270 | 1,267 | 175 | 42 982 | 5,34 | 225 | 59 802 | 10,0 | 250 | 62 520 | 11,2 | 300 | 67 957 | 13,3 | 350 | 81 378 | 19,1 | 400 | 98 537 | 27,9 |
| 11 | 1,397 | 1,530 | 160 | 53 345 | 5,64 | 200 | 68 126 | 9,16 | 225 | 75 602 | 11,3 | 275 | 89 985 | 14,9 | 325 | 108 220 | 23,1 | 360 | 120 622 | 28,7 |
| 12 | 1,524 | 1,820 | 150 | 69 315 | 6,6 | 175 | 74 073 | 7,6 | 225 | 110 090 | 16,9 | 260 | 114 337 | 18,2 | 300 | 132 514 | 24,5 | 330 | 144 407 | 29,1 |

КОЛИЧЕСТВО ТЕПЛОТЫ, КОТОРОЕ НУЖНО ДОСТАВИТЬ ИЛИ
КОТОРОЕ ПРИ ТЕМПЕРАТУРЕ t_0 ЗАНИМАЕТ ОБЪЕМ В 1000 куб. см.
ОХЛАДИТЬ ОТ t_1

Если требуется иметь 1000 куб. м

то количество теплоты, которое требуется доставить для его нагревания

| Разность между температурами до и после нагревания или соответственно охлаждения воздуха ($t_1 - t_0$) | Если требуется иметь 1000 куб. м | | | | | | | |
|--|----------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | $t = 10^\circ$ | 11° | 12° | 13° | 14° | 15° | 16° | 17° |
| 1° | 295 | 294 | 293 | 292 | 291 | 290 | 289 | 288 |
| 2° | 590 | 588 | 586 | 584 | 582 | 580 | 578 | 576 |
| 3° | 886 | 883 | 879 | 876 | 873 | 870 | 867 | 864 |
| 4° | 1181 | 1177 | 1173 | 1168 | 1164 | 1160 | 1156 | 1152 |
| 5° | 1476 | 1471 | 1466 | 1460 | 1455 | 1450 | 1445 | 1440 |
| 6° | 1771 | 1765 | 1759 | 1753 | 1746 | 1740 | 1734 | 1728 |
| 7° | 2066 | 2059 | 2052 | 2045 | 2037 | 2030 | 2023 | 2016 |
| 8° | 2361 | 2353 | 2345 | 2337 | 2328 | 2321 | 2312 | 2304 |
| 9° | 2657 | 2647 | 2638 | 2629 | 2619 | 2611 | 2601 | 2592 |
| 10° | 2952 | 2942 | 2931 | 2921 | 2910 | 2501 | 2891 | 2880 |
| 11° | 3247 | 3236 | 3224 | 3213 | 3201 | 3191 | 3180 | 3168 |
| 12° | 3542 | 3530 | 3517 | 3505 | 3492 | 3481 | 3469 | 3457 |
| 13° | 3837 | 3824 | 3811 | 3797 | 3784 | 3771 | 3758 | 3745 |
| 14° | 4132 | 4118 | 4104 | 4089 | 4075 | 4061 | 4057 | 4033 |
| 15° | 4428 | 4412 | 4397 | 4381 | 4366 | 4351 | 4336 | 4321 |
| 16° | 4723 | 4707 | 4690 | 4673 | 4657 | 4641 | 4625 | 4609 |
| 17° | 5018 | 5000 | 4983 | 4965 | 4948 | 4931 | 4914 | 4897 |
| 18° | 5313 | 5295 | 5276 | 5257 | 5239 | 5221 | 5203 | 5185 |
| 19° | 5608 | 5589 | 5569 | 5550 | 5530 | 5511 | 5492 | 5473 |
| 20° | 5903 | 5883 | 5862 | 5842 | 5821 | 5801 | 5781 | 5761 |
| 21° | 6199 | 6177 | 6156 | 6134 | 6112 | 6091 | 6070 | 6049 |
| 22° | 6494 | 6472 | 6449 | 6426 | 6403 | 6381 | 6359 | 6337 |
| 23° | 6789 | 6766 | 6742 | 6718 | 6694 | 6671 | 6648 | 6625 |
| 24° | 7084 | 7030 | 7035 | 7010 | 6985 | 6961 | 6937 | 6913 |
| 25° | 7379 | 7354 | 7328 | 7302 | 7276 | 7251 | 7226 | 7201 |
| 26° | 7674 | 7648 | 7621 | 7594 | 7567 | 7542 | 7515 | 7489 |
| 27° | 7970 | 7942 | 7914 | 7886 | 7858 | 7832 | 7804 | 7777 |
| 28° | 8265 | 8236 | 8207 | 8178 | 8149 | 8122 | 8093 | 8065 |
| 29° | 8560 | 8531 | 8500 | 8470 | 8440 | 8412 | 8382 | 8353 |
| 30° | 8855 | 8825 | 8794 | 8762 | 8731 | 8702 | 8671 | 8641 |

Таблица 16.

СООТВЕТСТВЕННО ОТНЯТЬ ОТ ТОГО КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА,
ДЛЯ ТОГО, ЧТОБЫ ЕГО НАГРЕТЬ ОТ t_0 ДО t_1 ИЛИ СООТВЕТСТВЕННО

$$\text{ДО } t_0 \cdot W = \frac{0,306 L}{1 + \alpha t} (t_1 - t_0).$$

| воздуха при температуре: | | | | | | | | Разность между температурами до и после нагревания или соответственно охлаждения воздуха ($t_1 - t_0$) |
|---|------|------|------|------|------|------|------|--|
| 18° | 19° | 20° | 21° | 22° | 23° | 24° | 25° | |
| или соответственно отнять в случае его охлаждения, составляет в ТЕ: | | | | | | | | 1° |
| 287 | 286 | 285 | 284 | 283 | 282 | 281 | 280 | 2° |
| 574 | 572 | 570 | 568 | 566 | 564 | 563 | 561 | 3° |
| 861 | 858 | 855 | 852 | 850 | 847 | 844 | 841 | 4° |
| 1148 | 1144 | 1140 | 1137 | 1133 | 1129 | 1125 | 1121 | 5° |
| 1435 | 1430 | 1426 | 1421 | 1416 | 1411 | 1406 | 1402 | 6° |
| 1722 | 1717 | 1711 | 1705 | 1699 | 1693 | 1688 | 1682 | 7° |
| 2009 | 2006 | 2003 | 1999 | 1982 | 1976 | 1969 | 1962 | 8° |
| 2297 | 2289 | 2281 | 2273 | 2265 | 2258 | 2250 | 2243 | 9° |
| 2584 | 2575 | 2566 | 2557 | 2549 | 2540 | 2531 | 2523 | 10° |
| 2871 | 2861 | 2851 | 2847 | 2832 | 2822 | 2813 | 2803 | 11° |
| 3158 | 3147 | 3136 | 3125 | 3115 | 3105 | 3094 | 3084 | 12° |
| 3445 | 3433 | 3421 | 3410 | 3398 | 3387 | 3375 | 3364 | 13° |
| 3732 | 3719 | 3706 | 3694 | 3681 | 3669 | 3656 | 3644 | 14° |
| 4029 | 4015 | 3991 | 3978 | 3964 | 3951 | 3937 | 3925 | 15° |
| 4306 | 4291 | 4277 | 4262 | 4248 | 4233 | 4219 | 4205 | 16° |
| 4593 | 4577 | 4562 | 4546 | 4531 | 4516 | 4500 | 4485 | 17° |
| 4880 | 4863 | 4847 | 4830 | 4814 | 4798 | 4781 | 4766 | 18° |
| 5167 | 5149 | 5132 | 5114 | 5097 | 5080 | 5062 | 5046 | 19° |
| 5454 | 5436 | 5417 | 5398 | 5380 | 5362 | 5344 | 5326 | 20° |
| 5741 | 5722 | 5702 | 5682 | 5663 | 5645 | 5625 | 5607 | 21° |
| 6028 | 6008 | 5987 | 5967 | 5947 | 5927 | 5906 | 5887 | 22° |
| 6315 | 6294 | 6272 | 6251 | 6230 | 6209 | 6187 | 6167 | 23° |
| 6602 | 6580 | 6557 | 6335 | 6513 | 6491 | 6469 | 6448 | 24° |
| 6889 | 6866 | 6842 | 6819 | 6796 | 6773 | 6750 | 6728 | 25° |
| 7177 | 7152 | 7128 | 7103 | 7079 | 7056 | 7031 | 7008 | 26° |
| 7464 | 7438 | 7413 | 7387 | 7363 | 7338 | 7312 | 7289 | 27° |
| 7751 | 7724 | 7698 | 7671 | 7646 | 7620 | 7594 | 7569 | 28° |
| 8038 | 8010 | 7983 | 7955 | 7929 | 7902 | 7875 | 7849 | 29° |
| 8325 | 8296 | 8268 | 8240 | 8212 | 8185 | 8156 | 8130 | 30° |
| 8612 | 8582 | 8553 | 8524 | 8495 | 8467 | 8437 | 8410 | |

Таблица 18.

ЗНАЧЕНИЕ ВЕЛИЧИН ТРЕНИЯ В КИРПИЧНЫХ КАНАЛАХ.

| Значение величин $\frac{p\mu}{f}$ для круглых и квадратных поперечных сечений | | | | | | | |
|---|---------------------|------------------------------------|------------------|-------------------------------|---------------------|------------------------------------|------------------|
| Круглое поперечное сечение | | | | Квадратное поперечное сечение | | | |
| Диаметр м | Периметр μ м | Поперечное сечение f кв. м | $\frac{p\mu}{f}$ | Сторона м | Периметр μ м | Поперечное сечение f кв. м | $\frac{p\mu}{f}$ |
| | | | | 0,125 | 0,50 | 0,016 | 1,122 |
| | | | | 0,150 | 0,60 | 0,023 | 0,320 |
| 0,175 | 0,550 | 0,024 | 0,389 | 0,175 | 0,70 | 0,031 | 0,229 |
| 0,200 | 0,628 | 0,031 | 0,220 | 0,200 | 0,80 | 0,040 | 0,168 |
| 0,250 | 0,785 | 0,049 | 0,137 | 0,250 | 1,00 | 0,063 | 0,125 |
| | | | | | | | |
| 0,300 | 0,942 | 0,071 | 0,107 | 0,300 | 1,20 | 0,090 | 0,099 |
| 0,350 | 1,100 | 0,096 | 0,087 | 0,350 | 1,40 | 0,123 | 0,082 |
| 0,400 | 1,257 | 0,126 | 0,074 | 0,400 | 1,60 | 0,160 | 0,072 |
| 0,450 | 1,414 | 0,160 | 0,064 | 0,450 | 1,80 | 0,203 | 0,062 |
| 0,500 | 1,570 | 0,196 | 0,058 | 0,500 | 2,00 | 0,250 | 0,054 |
| | | | | | | | |
| 0,550 | 1,73 | 0,237 | 0,051 | 0,550 | 2,20 | 0,303 | 0,050 |
| 0,600 | 1,89 | 0,283 | 0,047 | 0,600 | 2,40 | 0,360 | 0,046 |
| 0,650 | 2,04 | 0,332 | 0,042 | 0,650 | 2,60 | 0,423 | 0,042 |
| 0,700 | 2,20 | 0,385 | 0,039 | 0,700 | 2,80 | 0,490 | 0,039 |
| 0,750 | 2,36 | 0,442 | 0,037 | 0,750 | 3,00 | 0,563 | 0,036 |
| | | | | | | | |
| 0,800 | 2,51 | 0,503 | 0,034 | 0,800 | 3,20 | 0,640 | 0,034 |
| 0,850 | 2,67 | 0,567 | 0,032 | 0,850 | 3,40 | 0,723 | 0,032 |
| 0,900 | 2,83 | 0,636 | 0,030 | 0,900 | 3,60 | 0,810 | 0,030 |
| 0,950 | 2,98 | 0,709 | 0,029 | 0,950 | 3,80 | 0,903 | 0,028 |
| 1,000 | 3,14 | 0,785 | 0,027 | 1,000 | 4,00 | 1,000 | 0,027 |
| | | | | | | | |
| 1,050 | 3,30 | 0,865 | 0,026 | 1,050 | 4,20 | 1,103 | 0,026 |
| 1,100 | 3,46 | 0,950 | 0,025 | 1,100 | 4,40 | 1,210 | 0,024 |
| 1,150 | 3,61 | 1,039 | 0,023 | 1,150 | 4,60 | 1,323 | 0,023 |
| 1,200 | 3,77 | 1,131 | 0,022 | 1,200 | 4,80 | 1,400 | 0,022 |
| 1,250 | 3,93 | 1,227 | 0,021 | 1,250 | 5,00 | 1,563 | 0,021 |
| | | | | | | | |
| 1,300 | 4,08 | 1,327 | 0,021 | 1,300 | 5,20 | 1,690 | 0,021 |
| 1,350 | 4,24 | 1,431 | 0,020 | 1,350 | 5,40 | 1,823 | 0,020 |
| 1,400 | 4,40 | 1,539 | 0,019 | 1,400 | 5,60 | 1,960 | 0,019 |
| 1,450 | 4,56 | 1,651 | 0,019 | 1,450 | 5,80 | 2,103 | 0,018 |
| 1,500 | 4,71 | 1,767 | 0,018 | 1,500 | 6,00 | 2,250 | 0,018 |
| | | | | | | | |
| 1,550 | 4,87 | 1,887 | 0,017 | 1,550 | 6,20 | 2,403 | 0,017 |
| 1,600 | 5,03 | 2,011 | 0,017 | 1,600 | 6,40 | 2,560 | 0,017 |
| 1,650 | 5,18 | 2,138 | 0,016 | 1,650 | 6,60 | 2,723 | 0,016 |
| 1,700 | 5,34 | 2,270 | 0,016 | 1,700 | 6,80 | 2,890 | 0,016 |
| 1,750 | 5,50 | 2,405 | 0,015 | 1,750 | 7,00 | 3,063 | 0,015 |
| | | | | | | | |
| 1,800 | 5,66 | 2,545 | 0,015 | 1,800 | 7,20 | 3,240 | 0,015 |
| 1,850 | 5,81 | 2,688 | 0,014 | 1,850 | 7,40 | 3,423 | 0,014 |
| 1,900 | 5,97 | 2,835 | 0,014 | 1,900 | 7,60 | 3,610 | 0,014 |
| 1,950 | 6,13 | 2,986 | 0,014 | 1,950 | 7,80 | 3,803 | 0,014 |
| 2,000 | 6,28 | 3,142 | 0,013 | 2,000 | 8,00 | 4,000 | 0,013 |
| 2,500 | 7,85 | 4,909 | 0,011 | 2,500 | 10,00 | 6,250 | 0,011 |

Таблица 18.
(Продолжение.)

ЗНАЧЕНИЕ ВЕЛИЧИН ТРЕНИЯ В КИРПИЧНЫХ КАНАЛАХ.

Значение величин $\frac{\rho u}{f}$ для прямоугольных поперечных сечений

| Размер м × м | Периметр u м | Поперечное сечение f кв. м | $\frac{\rho u}{f}$ | Размер м × м. | Периметр u м | Поперечное сечение f кв. м | $\frac{\rho u}{f}$ |
|-----------------|-----------------|----------------------------------|--------------------|------------------|-----------------|----------------------------------|--------------------|
| 0,14 × 0,14 | 0,56 | 0,020 | 0,429 | 0,33 × 1,70 | 4,06 | 0,561 | 0,048 |
| × 0,20 | 0,68 | 0,028 | 0,221 | × 1,83 | 4,32 | 0,604 | 0,048 |
| × 0,27 | 0,82 | 0,038 | 0,182 | × 1,96 | 4,58 | 0,647 | 0,047 |
| × 0,33 | 0,94 | 0,046 | 0,163 | × 2,09 | 4,84 | 0,690 | 0,047 |
| × 0,40 | 1,08 | 0,056 | 0,147 | 0,40 × 0,40 | 1,60 | 0,160 | 0,072 |
| × 0,46 | 1,20 | 0,064 | 0,138 | × 0,46 | 1,72 | 0,184 | 0,065 |
| × 0,53 | 1,34 | 0,074 | 0,130 | × 0,53 | 1,86 | 0,212 | 0,061 |
| × 0,66 | 1,60 | 0,092 | 0,125 | × 0,66 | 2,12 | 0,264 | 0,055 |
| × 0,79 | 1,86 | 0,111 | 0,118 | × 0,79 | 2,38 | 0,316 | 0,052 |
| × 0,92 | 2,12 | 0,129 | 0,114 | × 0,92 | 2,64 | 0,368 | 0,049 |
| × 1,05 | 2,38 | 0,147 | 0,112 | × 1,05 | 2,90 | 0,420 | 0,047 |
| 0,20 × 0,20 | 0,80 | 0,040 | 0,172 | × 1,18 | 3,16 | 0,472 | 0,046 |
| × 0,27 | 0,94 | 0,054 | 0,139 | × 1,31 | 3,42 | 0,524 | 0,044 |
| × 0,33 | 1,06 | 0,066 | 0,122 | × 1,44 | 3,68 | 0,576 | 0,043 |
| × 0,40 | 1,20 | 0,080 | 0,111 | × 1,57 | 3,94 | 0,628 | 0,042 |
| × 0,46 | 1,32 | 0,092 | 0,106 | × 1,70 | 4,20 | 0,680 | 0,041 |
| × 0,53 | 1,46 | 0,106 | 0,099 | × 1,83 | 4,46 | 0,732 | 0,041 |
| × 0,66 | 1,72 | 0,132 | 0,091 | × 1,96 | 4,72 | 0,784 | 0,040 |
| × 0,79 | 1,98 | 0,158 | 0,088 | × 2,09 | 4,98 | 0,836 | 0,040 |
| × 0,92 | 2,24 | 0,184 | 0,084 | 0,46 × 0,46 | 1,84 | 0,212 | 0,061 |
| × 1,05 | 2,50 | 0,210 | 0,081 | × 0,53 | 1,98 | 0,244 | 0,057 |
| 0,27 × 0,27 | 1,08 | 0,073 | 0,113 | × 0,66 | 2,24 | 0,304 | 0,051 |
| × 0,33 | 1,20 | 0,089 | 0,100 | × 0,79 | 2,50 | 0,363 | 0,047 |
| × 0,40 | 1,34 | 0,108 | 0,089 | × 0,92 | 2,76 | 0,423 | 0,044 |
| × 0,46 | 1,46 | 0,124 | 0,085 | × 1,05 | 3,02 | 0,483 | 0,042 |
| × 0,53 | 1,60 | 0,143 | 0,081 | × 1,18 | 3,28 | 0,543 | 0,041 |
| × 0,66 | 1,86 | 0,178 | 0,073 | × 1,31 | 3,54 | 0,603 | 0,039 |
| × 0,79 | 2,12 | 0,213 | 0,069 | × 1,44 | 3,80 | 0,662 | 0,039 |
| × 0,92 | 2,38 | 0,248 | 0,066 | × 1,57 | 4,06 | 0,722 | 0,038 |
| × 1,05 | 2,64 | 0,284 | 0,063 | × 1,70 | 4,32 | 0,782 | 0,037 |
| × 1,18 | 2,90 | 0,319 | 0,062 | × 1,83 | 4,58 | 0,842 | 0,036 |
| × 1,31 | 3,16 | 0,354 | 0,061 | × 1,96 | 4,84 | 0,902 | 0,036 |
| × 1,44 | 3,42 | 0,389 | 0,060 | × 2,09 | 5,10 | 0,961 | 0,036 |
| × 1,57 | 3,68 | 0,424 | 0,058 | 0,53 × 0,53 | 2,12 | 0,281 | 0,051 |
| × 1,70 | 3,94 | 0,459 | 0,058 | × 0,66 | 2,38 | 0,350 | 0,047 |
| × 1,83 | 4,20 | 0,494 | 0,057 | × 0,79 | 2,64 | 0,419 | 0,043 |
| × 1,96 | 4,46 | 0,529 | 0,057 | × 0,92 | 2,90 | 0,488 | 0,040 |
| × 2,09 | 4,72 | 0,564 | 0,056 | × 1,05 | 3,16 | 0,557 | 0,039 |
| 0,33 × 0,33 | 1,32 | 0,109 | 0,090 | × 1,18 | 3,42 | 0,625 | 0,037 |
| × 0,40 | 1,44 | 0,132 | 0,079 | × 1,31 | 3,68 | 0,694 | 0,035 |
| × 0,46 | 1,58 | 0,152 | 0,075 | × 1,44 | 3,94 | 0,763 | 0,035 |
| × 0,53 | 1,72 | 0,175 | 0,069 | × 1,57 | 4,20 | 0,832 | 0,034 |
| × 0,66 | 1,98 | 0,218 | 0,064 | × 1,70 | 4,46 | 0,901 | 0,033 |
| × 0,79 | 2,24 | 0,261 | 0,059 | × 1,83 | 4,72 | 0,970 | 0,033 |
| × 0,92 | 2,50 | 0,304 | 0,056 | × 1,96 | 4,98 | 1,039 | 0,032 |
| × 1,05 | 2,77 | 0,347 | 0,055 | × 2,09 | 5,24 | 1,108 | 0,032 |
| × 1,18 | 3,02 | 0,389 | 0,053 | 0,66 × 0,66 | 2,64 | 0,436 | 0,041 |
| × 1,31 | 3,28 | 0,432 | 0,052 | × 0,79 | 2,90 | 0,521 | 0,037 |
| × 1,44 | 3,54 | 0,475 | 0,050 | × 0,92 | 3,16 | 0,607 | 0,035 |
| × 1,57 | 3,80 | 0,518 | 0,049 | | | | |

Таблица 18.

(Продолжение.)

ЗНАЧЕНИЕ ВЕЛИЧИН ТРЕНИЯ В КИРПИЧНЫХ КАНАЛАХ.

| Значение величин $\frac{\rho u}{f}$ для прямоугольных поперечных сечений | | | | | | | |
|--|-----------------|----------------------------------|--------------------|-----------------|-----------------|----------------------------------|--------------------|
| Размер м × м | Периметр и м | Поперечное сечение f кв. м | $\frac{\rho u}{f}$ | Размер м × м | Периметр и м | Поперечное сечение f кв. м | $\frac{\rho u}{f}$ |
| 0,66 × 1,05 | 3,42 | 0,693 | 0,033 | 1,05 × 1,44 | 4,98 | 1,512 | 0,022 |
| × 1,18 | 3,68 | 0,779 | 0,032 | × 1,57 | 5,24 | 1,649 | 0,021 |
| × 1,31 | 3,94 | 0,865 | 0,031 | × 1,70 | 5,50 | 1,785 | 0,021 |
| × 1,44 | 4,20 | 0,950 | 0,030 | × 1,83 | 5,76 | 1,922 | 0,020 |
| × 1,57 | 4,46 | 1,036 | 0,029 | × 1,96 | 6,02 | 2,058 | 0,020 |
| × 1,70 | 4,72 | 1,122 | 0,028 | × 2,09 | 6,28 | 2,195 | 0,019 |
| × 1,83 | 4,98 | 1,208 | 0,028 | 1,18 × 1,18 | 4,72 | 1,392 | 0,023 |
| × 1,96 | 5,24 | 1,294 | 0,027 | × 1,31 | 4,98 | 1,546 | 0,022 |
| × 2,09 | 5,50 | 1,379 | 0,027 | × 1,44 | 5,24 | 1,699 | 0,021 |
| 0,79 × 0,79 | 2,16 | 0,624 | 0,033 | × 1,57 | 5,50 | 1,853 | 0,020 |
| × 0,92 | 3,42 | 0,727 | 0,032 | × 1,70 | 5,76 | 2,006 | 0,019 |
| × 1,05 | 3,68 | 0,830 | 0,030 | × 1,83 | 6,02 | 2,159 | 0,019 |
| × 1,18 | 3,94 | 0,932 | 0,028 | × 1,96 | 6,28 | 2,313 | 0,018 |
| × 1,31 | 4,20 | 1,035 | 0,027 | × 2,09 | 6,54 | 2,466 | 0,018 |
| × 1,44 | 4,46 | 1,138 | 0,026 | 1,31 × 1,31 | 5,24 | 1,716 | 0,020 |
| × 1,57 | 4,72 | 1,240 | 0,025 | × 1,44 | 5,50 | 1,886 | 0,020 |
| × 1,70 | 4,98 | 1,343 | 0,025 | × 1,57 | 5,76 | 2,057 | 0,019 |
| × 1,83 | 5,24 | 1,446 | 0,024 | × 1,70 | 6,02 | 2,227 | 0,018 |
| × 1,96 | 5,50 | 1,548 | 0,024 | × 1,83 | 6,28 | 2,397 | 0,018 |
| × 2,09 | 5,76 | 1,651 | 0,023 | × 1,96 | 6,54 | 2,568 | 0,017 |
| 0,92 × 0,92 | 3,68 | 0,846 | 0,029 | × 2,09 | 6,80 | 2,738 | 0,016 |
| × 1,05 | 3,94 | 0,966 | 0,027 | 1,44 × 1,44 | 5,76 | 2,074 | 0,019 |
| × 1,18 | 4,20 | 1,086 | 0,026 | × 1,57 | 6,02 | 2,261 | 0,018 |
| × 1,31 | 4,46 | 1,205 | 0,025 | × 1,70 | 6,28 | 2,448 | 0,017 |
| × 1,44 | 4,72 | 1,325 | 0,024 | × 1,83 | 6,54 | 2,635 | 0,016 |
| × 1,57 | 4,98 | 1,444 | 0,023 | × 1,96 | 6,80 | 2,822 | 0,016 |
| × 1,70 | 5,24 | 1,564 | 0,022 | × 2,09 | 7,06 | 3,010 | 0,015 |
| × 1,83 | 5,50 | 1,684 | 0,022 | 1,57 × 1,57 | 6,28 | 2,465 | 0,017 |
| × 1,96 | 5,66 | 1,803 | 0,021 | × 1,70 | 6,54 | 2,669 | 0,016 |
| × 2,09 | 6,02 | 1,923 | 0,021 | × 1,83 | 6,80 | 2,873 | 0,016 |
| 1,05 × 1,05 | 4,20 | 1,103 | 0,026 | × 1,96 | 7,06 | 3,077 | 0,015 |
| × 1,18 | 4,46 | 1,239 | 0,024 | × 2,09 | 7,32 | 3,281 | 0,015 |
| × 1,31 | 4,72 | 1,376 | 0,023 | | | | |