К. В. ТИХОМИРОВ

ТЕПЛОТЕХНИКА, ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ И ВЕНТИЛЯЦИЯ

Издание третье, переработанное и дополненное

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебника для студентов, обучающихся по специальности «Промышленное и гражданское строительство»

МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1981

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ТЕПЛОТЕХНИКА

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКЕ

§ 1. Предмет технической термодинамики

Технической термодинамикой называется наука о свойствах тепловой энергии и законах взаимопреобразования тепловой и механической энергии. Техническая термодинамика положена в основу изучения и усовершенствования всех тепловых двигателей.

Как известно из практики, во взаимопреобразовании тепловой и механической энергии участвует рабочее тело, в роли которого, как правило, выступают газообразные тела — газы и пары. Использование в качестве рабочего тела газов и паров объясняется тем, что они, обладая большим коэффициентом теплового расширения, могут при нагревании совершать гораздо бо́льшую работу, чем жидкости и твердые тела.

В термодинамике введено два понятия о газе. Газы, молекулы которых обладают силами взаимодействия и имеют конечные, хотя и весьма малые геометрические размеры, называются реальными газами. Газы, молекулы которых не обладают силами взаимодействия, а сами молекулы представляют собой материальные точки с ничтожно малыми объемами, называются идеальными газами. Понятие об идеальном газе введено для упрощения изучения термодинамических процессов и получения более простых расчетных формул.

Водяной пар рассматривают как реальный газ, к которому нельзя применять законы, установленные для идеальных газов. Все реальные газы являются парами тех или иных жидкостей; при этом чем ближе газ к переходу в жидкое состояние, тем больше его свойства отклоняются от свойств идеального газа.

§ 2. Основные параметры состояния газа и их единицы измерения

К основным параметрам состояния газов относятся: давление, абсолютная температура и удельный объем.

Давление. Давлением вообще называется сила, действующая на единицу площади поверхности тела перпендикулярно последней. Давление газа есть средний результат силового воздействия громадного числа молекул газа на внутреннюю поверхность сосуда, в котором заключен газ. Молекулы газа, находясь все время в движении, ударяются о поверхность сосуда и тем самым «давят» на его стенки.

В технике различают абсолютное давление $p_{абс}$, избыточное давление $p_{изб}$ и разрежение $p_в$. Под абсолютным давлением подразумевается полное давление, под которым находится газ. Под избыточным давлением понимают разность между абсолютным давлением, бо́льшим, чем атмосферное, и атмосферным давлением. Разрежение (вакуум) характеризуется разностью между атмосферным давлением и абсолютным давлением, меньшим, чем атмосферное.

Рассмотрим методы измерения давления с помощью U-образной трубки, залитой жидкостью и сообщающейся с атмосферным воздухом (рис. I.1). Если давление в сосуде выше атмосферного (рис. I.1, *а*), то жидкость в правом колене трубки прибора установится выше, чем в левом. Давление в сосуде будет, очевидно, уравновешиваться давлением атмосферного воздуха и давлением столба жидкости в трубке высо-

той h. Следовательно, и в правом, и в левом коленах трубки прибора в сечении $c - d$ давление на жидкость одинаково, а отсюда можно заключить, что

$$p_{абс} = p_б + g\rho h, \qquad (I.1)$$

где $p_{абс}$ — абсолютное (полное) давление газа в сосуде;
$p_б$ — атмосферное давление по барометру;
g — ускорение свободного падения в пункте измерения;
ρ — плотность жидкости;
h — высота столба жидкости;
$g\rho h$ — давление столба жидкости высотой h, выраженное в тех же единицах, в каких даны давления $p_{абс}$ и $p_б$; это давление является избыточным $p_{изб}$.

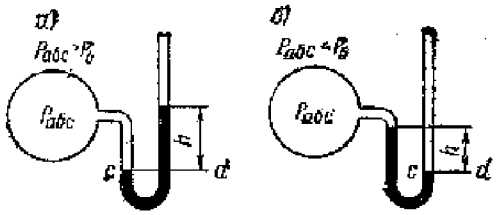


Рис. I.1. Измерение давления газа в сосуде

а — давление газа в сосуде выше атмосферного; *б* — давление газа в сосуде ниже атмосферного

Следовательно,

$$p_{абс} = p_б + p_{изб}, \qquad (I.2)$$

отсюда

$$p_{изб} = p_{абс} - p_б. \qquad (I.3)$$

Если давление в сосуде ниже атмосферного, то уровень жидкости будет выше в левом колене трубки (рис. I.1, *б*) и измеряемая среда будет иметь разрежение (вакуум):

$$p_{абс} = p_б - p_в \qquad (I.4)$$

или

$$p_в = p_б - p_{абс}. \qquad (I.5)$$

Приборы, служащие для измерения давления газа больше атмосферного, называются манометрами и показывают избыточное давление газа над атмосферным. В практике избыточное давление называют манометрическим давлением. Для измерения давлений меньше атмосферного применяются вакуумметры, показывающие, насколько давление газа ниже атмосферного.

Устройство манометров и вакуумметров обычно основывается на уравновешивании усилий, передающихся от тела, давление которого измеряется массой жидкости или деформацией различного рода пружин, а также нагрузкой на поршень.

Температура — параметр, характеризующий тепловое состояние тела. Температура тела определяет направление возможного самопроизвольного перехода тепла от тела с большей температурой к телу с меньшей температурой.

В СССР для измерения температур приняты стоградусная шкала (ГОСТ 8550—61) и абсолютная термодинамическая шкала Кельвина. В стоградусной шкале при $p_б = 101{,}325$ кПа (760 мм рт. ст.) за 0° принимается температура таяния льда, а за 100° С — температура кипения воды. Градус этой шкалы обозначается через °С.

В абсолютной термодинамической шкале Кельвина за нуль принято состояние тела, при котором тепловое движение молекул теоретически отсутствует. Из физики известно, что такое состояние наступает при температуре на 273,16° (273° С) ниже 0° С.

Величина градуса по шкале Кельвина принимается равной градусу по стоградусной шкале: 1° К = 1° С, следовательно,

$$\Delta T = \Delta t, \qquad (I.6)$$

Связь между указанными шкалами устанавливается следующим соотношением:

$$T° \text{ К} = t° \text{ С} + 273°.$$

Удельный объем. Молекулярно-кинетическая теория устанавливает понятие объема, занимаемого газом, как пространства, в котором пе-

ремещаются его молекулы. Объем газа измеряется в кубических метрах. Количество газа определяется его массой, выраженной в килограммах.

Удельным объемом, v, м³/кг, называется объем единицы массы газа, т. е.

$$v = V/G, \tag{I.7}$$

где V — полный объем газа, м³;
G — масса газа, кг.

Обратная величина, кг/м³,

$$\rho = G/V \tag{I.8}$$

является плотностью, представляющей собой количество вещества, заключенного в 1 м³, т. е. массу единицы объема.

Кроме рассмотренных основных параметров газа существуют и другие параметры состояния: энтропия S, внутренняя энергия U и энтальпия i. Эти параметры будут рассмотрены дальше.

§ 3. Уравнение состояния идеального газа

Уравнение состояния идеального газа, полученное Клапейроном, обычно имеет вид

$$pv = RT, \tag{I.9}$$

где p — абсолютное давление газа, Па;
v — удельный объем, м³/кг;
R — газовая постоянная, отнесенная к массе газа, равной 1 кг, и имеющая для каждого газа свое значение;
T — абсолютная температура, °К.

Размерность газовой постоянной Дж/(кг·°К).

Уравнение (I.9) является уравнением состояния для 1 кг газа. Умножая обе части на G и учитывая, что $Gv = V$, получим уравнение состояния для любого количества газа:

$$pV = GRT. \tag{I.10}$$

Если в уравнении (I.10) V заменить объемом, занимаемым 1 кмолем ($V_м$), а G — молекулярной массой μ, то получим уравнение состояния для 1 кмоля газа:

$$pV_м = \mu RT. \tag{I.11}$$

В таком виде уравнение было получено впервые Д. И. Менделеевым. Из этого уравнения определяется универсальная газовая постоянная, отнесенная к 1 кмолю (килограмм-моль) газа[1]:

$$\mu R = pV_м/T. \tag{I.12}$$

Из физики известно, что при температуре $T = 273{,}16°$ К и при давлении $p_0 = 101{,}335$ кПа (760 мм рт. ст.), т. е. при нормальных физических условиях, объем 1 кмоля любого идеального газа равен 22,4146 м³ (закон Авогадро).

Подставляя числовые значения объема, давления, температуры в уравнение (I.12), получаем универсальную газовую постоянную, Дж/(кмоль·°К)

$$\mu R = \frac{101332 \cdot 22{,}4146}{273{,}16} = 8314{,}9. \tag{I.13}$$

Газовая постоянная, Дж/(кг·К), отнесенная к 1 кг любого газа, будет равна

$$R = 8314{,}9/\mu. \tag{I.14}$$

[1] Килограмм-молем (кмолем) называется масса вещества, численно равная его молекулярной массе и выраженная в кг.

Значение газовой постоянной берут из таблиц, приведенных в специальной литературе, или определяют вычислением.

В практических расчетах нередко уравнение состояния газа (I.9) принимается в виде

$$p = RT/V = \rho RT. \tag{I.15}$$

В теплотехнике гораздо чаще приходится иметь дело не с однородным газом, а со смесью нескольких газов (например, воздуха, природного газа, продуктов сгорания топлива и др.). Под смесью идеальных газов понимается механическая смесь различных газов при условии отсутствия в них химических реакций, т. е. химически между собой не взаимодействующих. Смесь идеальных газов тоже подчиняется всем законам, относящимся к идеальным газам.

Для удобства решения практических задач со смесями газов введено понятие о кажущейся молекулярной массе смеси газов. Под последней понимается средняя масса из действительных молекулярных масс отдельных компонентов, составляющих смесь.

Кажущаяся молекулярная масса смеси газов может быть определена из уравнения

$$\mu_{см} = r_1\mu_1 + r_2\mu_2 + r_3\mu_3 + \ldots + r_n\mu_n = \sum_i^n r_i\mu_i, \tag{I.16}$$

где $r_1, r_2, r_3, \ldots r_n$ — объемные доли компонентов.

Уравнение состояния смеси газов выводится на основании уравнений состояния отдельных компонентов смеси и имеет вид

$$pV = GR_{см}T, \tag{I.17}$$

где $R_{см}$ — газовая постоянная смеси.

Для того чтобы можно было пользоваться уравнением (I.17), следует определить величину газовой постоянной смеси $R_{см}$. Если известны массовые доли отдельных компонентов смеси, то газовая постоянная ее может быть определена по уравнению

$$R_{см} = g_1R_1 + g_2R_2 + g_3R_3 + \ldots + g_nR_n = \sum_i^n g_iR_i, \tag{I.18}$$

где $g_1, g_2, g_3, \ldots g_n$ — массовые доли компонентов.

Газовую постоянную смеси, Дж/(кг·К), можно найти также по формуле

$$R_{см} = 8314{,}9/\mu_{см}. \tag{I.19}$$

Например, для одной из самых распространенных смесей — для воздуха $\mu_{см} = 28{,}97$ кг/кмоль, а следовательно, $R_{см} = 287{,}7$ Дж/(кг·К).

§ 4. Теплоемкость. Количество тепла

Теплоемкостью тела называется количество тепла, необходимое для нагрева тела на 1°.

Теплоемкость измеряется энергетическими единицами — джоулем (Дж) на градус стоградусной шкалы температур; в технических расчетах чаще применяется более крупная единица — килоджоуль (кДж). Если теплоемкость относят к какой-либо единице количества вещества (кг, нм^3, кмоль), то такая теплоемкость называется удельной и ее единица соответственно будет кДж/(кг·К), кДж/(нм^3·К), кДж/(кмоль·К).

В зависимости от выбранной количественной единицы вещества различают массовую c, объемную c' и киломольную μc теплоемкости. Между ними имеют место следующие соотношения:

$$c' = \mu c/22{,}41; \quad c' = \rho c. \tag{I.20}$$

Если единице количества вещества сообщить (или отвести) тепло q и если при этом происходит изменение температуры от t_1 до t_2, то отношение q к данной разности температур представляет собой среднюю теплоемкость вещества в пределах от t_1 до t_2:

$$c_m = q/(t_2 - t_1). \tag{I.21}$$

Среднюю теплоемкость кроме обозначения c_m часто обозначают $c_m^{t_2}$.
t_1

Предел отношения q к разности температур при ее стремлении к нулю представляет собой истинную теплоемкость, аналитическое выражение для которой можно записать так:

$$c = dq/dt. \tag{I.22}$$

В соответствии с определениями истинной и средней теплоемкости можно написать следующие выражения для теплоты, сообщенной 1 кг газа:

а) при бесконечно малом изменении температуры газа, кДж/кг,

$$dq = cdt; \tag{I.23}$$

б) при изменении температуры газа от t_1 до t_2, кДж/кг,

$$q = c_m (t_2 - t_1), \tag{I.24}$$

т. е. количество тепла, сообщенное 1 кг газа, равно произведению теплоемкости газа в данном процессе на изменение его температуры. Для нагревания массы G, кг, от температуры t_1 до температуры t_2 потребуется тепла Q, кДж:

$$Q = Gc_m (t_2 - t_1). \tag{I.25}$$

Если количество газа выражается в объемных единицах (нм^3), то количество тепла Q, кДж, необходимое для нагревания его от температуры t_1 до температуры t_2, можно подсчитать по формуле

$$Q = Vc'_m (t_2 - t_1). \tag{I.26}$$

Если же количество газа выражается в киломолях, то

$$Q = \mu c_m \frac{G}{\mu} (t_2 - t_1). \tag{I.27}$$

Особое значение для нагревания (или охлаждения) газа имеют условия, при которых происходит процесс подвода (или отвода) тепла. В теплотехнике наиболее важным является:

нагревание (или охлаждение) при постоянном объеме (рис. I.2, *а*);

нагревание (или охлаждение) при постоянном давлении (рис. I.2, *б*).

Теплоемкость в первом случае называется изохорной, а во втором — изобарной и обозначается соответственно c_v и c_p.

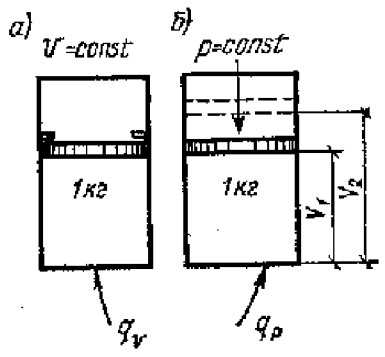


Рис. I.2. Два способа подвода тепла

Связь между этими теплоемкостями устанавливается уравнением Майера

$$c_p - c_v = R. \tag{I.28}$$

При нагревании 1 кг газа на 1° С при постоянном объеме сообщаемая газу теплота — теплоемкость c_v — расходуется только на увеличение внутренней энергии газа, так как внешняя работа не совершается.

При нагревании же 1 кг газа на 1° С при постоянном давлении объем газа возрастает и сообщаемое газу тепло — теплоем-

кость c_p расходуется не только на увеличение внутренней энергии газа, но и на совершение работы расширения. Поэтому теплоемкость c_p всегда больше, чем теплоемкость c_v, на величину работы, совершаемой 1 кг газа при нагревании его на 1° С при постоянном давлении.

Теплоемкости смеси газов могут быть определены по следующим формулам:

массовая

$$c_{см} = g_1 c_1 + g_2 c_2 + g_3 c_3 + \ldots + g_n c_n = \sum_i^n g_i c_i; \qquad (I.29)$$

объемная

$$c'_{см} = c'_1 r_1 + c'_2 r_2 + c'_3 r_3 + \ldots + c'_n r_n = \sum c'_i r_i. \qquad (I.30)$$

Глава 2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ И ГАЗОВЫЕ ПРОЦЕССЫ

§ 5. Понятие о термодинамических процессах

В процессе преобразования тепла в работу участвует рабочее тело, состояние которого изменяется. Непрерывное изменение состояния рабочего тела в результате взаимодействия его с окружающей средой называется термодинамическим процессом или сокращенно процессом.

Различают равновесные (квазистатические) и неравновесные процессы. Процесс, протекающий при значительной разности температур и давлений окружающей среды и рабочего тела и создающий неравномерное распределение температуры и давлений по всей массе рабочего тела, называется неравновесным. Если же процесс происходит бесконечно медленно и при ничтожно малой разности температур окружающей среды и рабочего тела, то можно достигнуть равномерного распределения как температуры, так и давления по всей массе рабочего тела. Такой процесс называется равновесным.

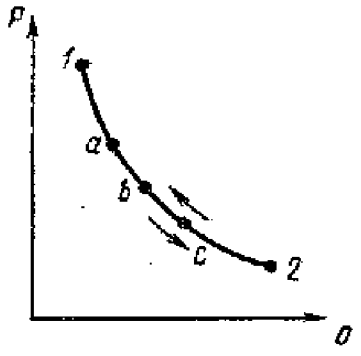


Рис. I.3. Равновесный процесс изменения состояния газа

На рис. I.3 изображен некоторый равновесный процесс изменения состояния газа. Равновесный процесс, проходящий в направлении от состояния *1* к состоянию *2* через промежуточные точки *a*, *b*, *c* и т. д. и связанный с расширением рабочего тела, называется прямым процессом, а равновесный процесс, проходящий в направлении от состояния *2* к состоянию *1* через те же точки, что и в прямом процессе, но связанный со сжатием рабочего тела, — обратным процессом.

Процессы, протекающие в прямом и обратном направлениях через одни и те же промежуточные точки, называются обратимыми. Для обратимого процесса необходимы следующие условия: отсутствие химических реакций в рабочем теле; отсутствие внутреннего и внешнего трения; наличие бесконечно большого числа механических и термических равновесных состояний; бесконечно медленное изменение состояния рабочего тела.

Примером такого идеализированного обратимого процесса может служить цикл Карно, рассматриваемый в § 12.

Если в результате протекания прямого, а затем обратного процессов происходят изменения, не удовлетворяющие условиям обратимости процессов, и рабочее тело не приводится к исходному состоянию одновременно с возвращением к этому состоянию всех взаимодействую-

щих тел, то такие процессы называются необратимыми. К необратимым процессам относится процесс сгорания топлива, передача тепла от горячих тел к менее нагретым и т. д. Все реальные процессы протекают с конечной скоростью. Они сопровождаются трением, диффузией и теплообменом при конечной разности между температурами системы и внешней среды. Следовательно, все они неравновесны и необратимы.

Степень необратимости разнообразных реальных процессов различна. В предельном — идеальном — случае степень необратимости становится бесконечно малой, а процесс обратимым. Связь между обратимыми и действительными процессами устанавливают введением поправочных коэффициентов, найденных экспериментально при изучении действительных процессов.

§ 6. Внутренняя энергия рабочего тела

В технической термодинамике под величиной внутренней энергии понимают запас энергии в теле, обусловленный тепловым (хаотическим) движением молекул. Таким образом, внутренняя энергия зависит от интенсивности поступательного и вращательного движения молекул, внутримолекулярных колебательных движений атомов молекул и от взаимного расположения (взаимодействия) молекул.

Кинетическая энергия поступательного и вращательного движения молекул, а также энергия внутримолекулярных колебательных движений атомов, как это доказывается в кинетической теории вещества, зависят только от температуры. Если принять, что влияние сил взаимодействия между молекулами равно нулю, т. е. рассматривать идеальный газ, то величина внутренней энергии

$$u = f(t), \tag{I.31}$$

где u — внутренняя энергия 1 кг массы газа.

Это положение с достаточной для практики точностью может быть принято и для реальных разреженных газов, которые по своим свойствам близки к идеальным.

Изменение внутренней энергии рабочего тела не зависит от его промежуточных состояний и определяется полностью величиной его начальных и конечных параметров

$$\Delta u = u_2 - u_1, \tag{I.32}$$

где u_1 — значение внутренней энергии в начальном состоянии, Дж/кг;
u_2 — значение внутренней энергии в конечном состоянии, Дж/кг.

Во всех термодинамических процессах, если $v = \text{const}$, т. е. рабочее тело не расширяется и не совершает работы, сообщаемое ему тепло $q = c_v(T_2 - T_1)$ идет только на увеличение его внутренней энергии, т. е.

$$u_2 - u_1 = c_v(T_2 - T_1). \tag{I.33}$$

Для бесконечно малого изменения состояния $du = c_v dt$. Внутренняя энергия тела является параметром состояния.

§ 7. Работа расширения и сжатия рабочего тела

Если рабочему телу сообщается тепло, то в общем случае изменяется не только внутренняя энергия, но при расширении рабочего тела совершается и механическая работа.

Для определения работы рабочего тела удобно воспользоваться графическим изображением процессов в координатах p—v. На рис. 1.4 в этой системе координат представлен процесс 1—2. Выделим участок

процесса, в котором происходит бесконечно малое изменение dv удельного объема рабочего тела. Давление на этом участке равно текущей ординате p. Тогда площадь элементарной заштрихованной трапеции df, принимаемой ввиду малости dv за прямоугольник, равна pdv.

Интегрируя эту величину по всему процессу 1—2, получаем

$$l = \int_1^2 pdv. \qquad (I.34)$$

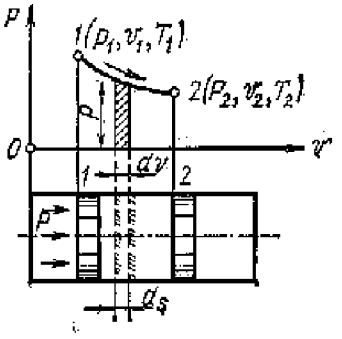


Рис. I.4. Работа расширения рабочего тела в координатах p—v

Произведение pdv имеет размерность работы, производимой 1 кг рабочего тела, Дж/кг. Для наглядности можно представить, что 1 кг рабочего тела при состоянии 1 (p_1, v_1 T_1) расширяется в цилиндре (см. рис. I.4) до состояния 2 (p_2, v_2, T_2). Элементарная работа, совершаемая этим килограммом рабочего тела, при перемещении поршня на величину ds получается равной

$$dl = pFds, \qquad (I.34a)$$

где p — переменное давление газа на поршень, Па;
F — площадь поршня, м^2;
s — перемещение поршня, м.

Так как $Fds = dv$, то $dl = pdv$.

Работа расширения l, Дж/кг, рабочего тела в процессе 1—2

$$l = \int_1^2 pdv. \qquad (I.35)$$

Сравнивая выражения (1.34) и (1.35), можно установить, что в системе координат p—v площадь, ограниченная кривой процесса, двумя крайними ординатами и отрезком абсциссы между ними, графически выражает работу, совершенную 1 кг рабочего тела (газа) в данном процессе.

При уменьшении объема газа, когда поршень будет двигаться справа налево, получим процесс сжатия газа. Совершаемая при этом работа называется работой сжатия газа. Работу сжатия вычисляют по тем же формулам, что и работу расширения. В этом случае для l будут получаться отрицательные значения; это будет служить признаком того, что работа совершается внешней средой над газом.

Работа расширения считается положительной, а работа сжатия — отрицательной. В отличие от внутренней энергии работа зависит от характера протекания процесса и не является параметром состояния.

§ 8. Первый закон термодинамики

Первый закон термодинамики является частным случаем всеобщего закона сохранения и превращения энергии.

Этот закон устанавливает основные положения взаимопревращения тепла и механической работы, а также эквивалентность этих превращений. Если, например, в некотором термодинамическом процессе тепло полностью превращается в механическую работу L, то, согласно этому закону,

$$L/Q = I = \text{const},$$

где I — механический эквивалент тепла, обратная величина которого $1/I = A$ называется тепловым эквивалентом механической энергии (работы).

В системе единиц МКГСС $A = 1/427$ ккал/(кгс·м) и $I = 427$ кгс·м/ккал.

В единицах СИ теплота и работа измеряются в джоулях (Дж), эквиваленты энергии становятся равными единице и $Q=L$.

В энергетике в качестве единицы работы или энергии широко применяется 1 киловатт-час (сокращенно 1 кВт·ч); 1 кВт·ч=3600 кДж.

Первый закон термодинамики обычно формулируют следующим образом: подводимое к рабочему телу тепло расходуется на изменение внутренней энергии и совершение работы. При исследовании термодинамических процессов первый закон термодинамики выражают в математической форме. Допустим, что в цилиндре с подвижным поршнем находится 1 кг рабочего тела (газа). Если к этому рабочему телу подвести q (Дж) тепла, то состояние его изменится (увеличатся температура и объем), поршень перейдет в другое положение и рабочее тело при этом совершит l (Дж) работы. Разница между количеством тепла, подведенного к рабочему телу, и совершенной им работой выражает изменение внутренней энергии тела.

Таким образом, можно написать

$$q - l = u_2 - u_1 \tag{I.36}$$

или

$$q = (u_2 - u_1) + l, \tag{I.37}$$

где q — количество тепла, подведенного к 1 кг газа, Дж;
$u_2 - u_1$ — изменение внутренней энергии 1 кг газа, Дж;
l — количество работы, совершаемой 1 кг газа, Дж.

Уравнение (I.37) представляет собой математическое выражение первого закона термодинамики для конечного изменения состояния рабочего тела (газа). Оно показывает, что подводимое к рабочему телу тепло расходуется на изменение внутренней энергии и на совершение работы.

Для бесконечно малого изменения состояния рабочего тела (газа) уравнение первого закона термодинамики имеет вид

$$dq = du + dl, \tag{I.38}$$

где dq — бесконечно малое количество тепла, Дж/кг;
du — бесконечно малое изменение внутренней энергии рабочего тела, Дж/кг;
dl — бесконечно малое количество совершаемой работы ($dl=pdv$), Дж/кг.

Если в термодинамическом процессе находится не один, а G кг рабочего тела, то количество участвующего в процессе тепла Q, Дж, будет равно

$$Q = Gq. \tag{I.39}$$

Количество совершаемой работы L, Дж,

$$L = Gl. \tag{I.40}$$

Изменение внутренней энергии, Дж,

$$U_2 - U_1 = G(u_2 - u_1). \tag{I.41}$$

В зависимости от характера процесса и его направления каждый из членов, входящих в уравнение (I.38), может быть положительным и отрицательным. Количество тепла, подведенного к рабочему телу, считается величиной положительной ($dq>0$), а отведенного — отрицательной ($dq<0$).

§ 9. Энтальпия газа

Уравнение первого закона термодинамики (I.37) можно написать и в следующем виде:

$$dq = du + pdv = du + pdv + vdp - vdp = d(u + pv) - vdv.$$

Величина $u+pv$ является параметром состояния, который обозначается через i, Дж/кг, и называется энтальпией:

$$i = u + pv, \tag{I.42}$$

Тогда

$$dq = di - vdp. \qquad (I.43)$$

Уравнение (I.43) представляет собой, как и уравнение (I.38), аналитическое выражение первого закона термодинамики с той разницей, что вместо параметра состояния u введен параметр состояния i.

Понятию «энтальпия» можно дать следующее пояснение. Пусть в цилиндре под поршнем (рис. I.5) находится 1 кг газа. На поршень сверху положен груз G, уравновешивающий давление газа p. Очевидно, что $G=pf$, где f — площадь поршня. Вся система находится в равновесии.

В этом случае энергия системы (1 кг газа и груз) будет равна:

$$u + Gh = u + pfh,$$

где u — внутренняя энергия газа;
Gh — потенциальная энергия груза, поднятого на высоту h.

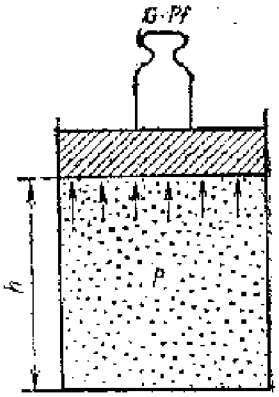


Рис. I.5. Схема, поясняющая понятие «энтальпия» газа

Так как $fh=v$, т. е. объему 1 кг газа в цилиндре, то полная энергия системы равна $u+pv$, т. е. величине энтальпии газа.

Энтальпию можно связать с теплоемкостью при постоянном давлении. Для этого подставим в уравнение (I.42) вместо u и pv их значения при температуре T, т. е. $u=c_vT$ и $pv=RT$. Тогда

$$i = c_v T + RT = (c_v + R)T$$

или

$$i = c_p T, \qquad (I.44)$$

так как

$$c_v + R = c_p.$$

Если отсчет энтальпии вести от нормального состояния, то при $c_p=\text{const}$,

$$i = c_p T. \qquad (I.44a)$$

Таким образом, энтальпия газа при температуре T (или t) численно равна количеству тепла, которое подведено к газу в процессе нагревания его от 0° К (или от 0° С) до температуры T (или t) при постоянном давлении. В термодинамических расчетах обычно принимают не абсолютное значение энтальпии, а ее изменение. В теплотехнических справочниках приведены значения энтальпии ряда веществ в различных состояниях.

§ 10. Процессы изменения состояния идеальных газов

В термодинамике вначале рассматривают так называемые основные процессы изменения состояния идеального газа. Таких процессов четыре: 1) изохорный (протекающий при постоянном объеме); 2) изобарный (протекающий при постоянном давлении); 3) изотермический (протекающий при постоянной температуре); 4) адиабатный (протекающий без теплообмена с окружающей средой). Затем рассматривают обобщающий процесс (политропный), по отношению к которому перечисленные процессы являются частными случаями.

Рассмотренным процессам придают математическое выражение и отображают их графически, определяя количество участвующего тепла, величину совершенной работы и изменение внутренней энергии, а также выявляют связь между параметрами состояния газа в начале и в конце процесса.

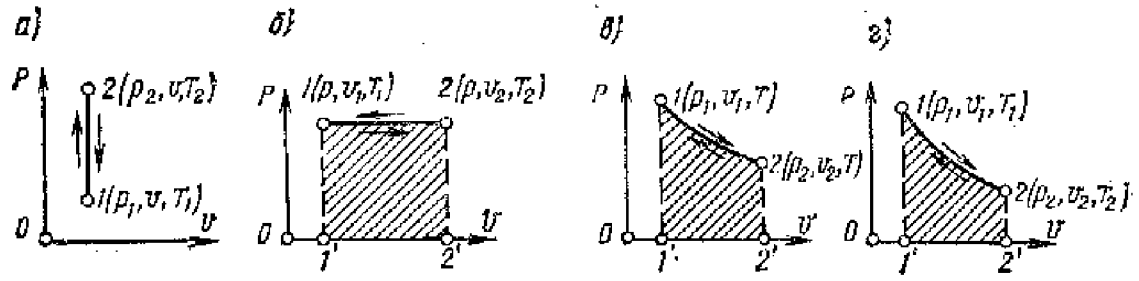


Рис. I.6. Основные термодинамические процессы в координатах $p—v$

Изохорный процесс (v=const) совершается, например, в герметически закрытом сосуде при нагревании или охлаждении газа. Графически в координатах $p—v$ изохорный процесс изображается прямой линией, параллельной оси ординат (рис. I.6, *а*). При нагревании газа давление и температура возрастают, при охлаждении понижаются. Линия, изображающая изохорный процесс, называется изохорой.

Связь между параметрами находят из уравнений для начального и конечного состояний газа:

$$p_1 v = RT_1; \quad p_2 v = RT_2.$$

Разделив первое уравнение на второе и произведя сокращение, получим:

$$p_1/p_2 = T_1/T_2. \tag{I.45}$$

Это соотношение показывает, что в изохорном процессе давление газа изменяется прямо пропорционально его абсолютной температуре. Так как в этом процессе объем газа остается постоянным, то, очевидно, никакой работы не совершается (l=0). Это видно также из уравнения (I.35) при dv=0.

Уравнение первого закона термодинамики при dv=0 можно написать в следующем виде:

$$dq_v = du \tag{I.46}$$

или

$$q_v = \Delta u. \tag{I.46а}$$

Это значит, что в изохорном процессе все подведенное (или отведенное) тепло идет на увеличение (или уменьшение) внутренней энергии.

Но по аналогии уравнения (I.24)

$$q_v = c_{vm}(T_2 - T_1), \tag{I.47}$$

Следовательно, Δu_v, Дж/кг,

$$\Delta u_v = c_{vm}(T_2 - T_1). \tag{I.48}$$

Для определения количества тепла Q_v, Дж, необходимого для изохорного процесса, в котором участвуют G, кг, или V, м^3, газа, формула (I.47) получает вид

$$Q_v = Gc_{vm}(T_2 - T_1) = Vc'_{vm}(T_2 - T_1); \tag{I.49}$$

Изобарный процесс (p=const). Процессы подогрева воздуха в топках и нагревания воздуха в помещении практически могут рассматриваться как изобарные. Графически в координатах $p—v$ этот процесс изображается прямой линией, параллельной оси абсцисс (рис. I.6, *б*). Эта прямая линия называется изобарой.

Из уравнения состояния идеального газа следует, что при p=const

$$v_1/v_2 = T_1/T_2, \tag{I.50}$$

т. е. в изобарном процессе объем изменяется прямо пропорционально его абсолютной температуре. В этом процессе часть тепла, подведенно-

го к рабочему телу, расходуется на совершение работы, а часть — на изменение внутренней энергии тела. Уравнение (I.50) является математическим выражением закона Гей-Люссака.

Работа l_p, Дж/кг, совершенная массой рабочего тела в 1 кг, определяется заштрихованной площадью $1—2—2'—1'—1$, расположенной под линией процесса, т. е.

$$l_p = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1); \tag{I.51}$$

Если в уравнение (I.51) подставить вместо pv_2 и pv_1 их значения из уравнения состояния газа $pv_2 = RT_2$ и $pv_1 = RT_1$, то получим

$$l_p = R(T_2 - T_1). \tag{I.52}$$

При $T_2 - T_1 = 1°$ С

$$l_p = R; \tag{I.53}$$

Таким образом, газовая постоянная R равна работе расширения 1 кг газа в изобарном процессе при изменении температуры на 1° С. Таков физический смысл газовой постоянной R.

Для любого количества газа L_p, Дж,

$$L_p = GR(T_2 - T_1); \tag{I.54}$$

Количество тепла, необходимое для осуществления изобарного процесса применительно к 1 кг газа, определяется на основании первого закона термодинамики

$$q_p = \Delta u + l$$

или с учетом формулы (I.52)

$$q_p = c_{vm}(T_2 - T_1) + R(T_2 - T_1) = (c_{vm} + R)(T_2 - T_1), \tag{I.55}$$

но

$$c_{vm} + R = c_{pm};$$

следовательно, q_p, Дж/кг,

$$q_p = c_{pm}(T_2 - T_1); \tag{I.56}$$

Если в процессе участвуют G, кг, или V, м^3, газа, то Q_p, Дж,

$$Q_p = Gc_{pm}(T_2 - T_1) = Vc'_{pm}(T_2 - T_1). \tag{I.57}$$

Напишем уравнение первого закона термодинамики для изобарного процесса:

$$dq_p = di - vdp; \quad dq_p = di; \tag{I.58}$$

$$q_p = i_2 - i_1. \tag{I.59}$$

Формула (I.59) показывает, что тепло, сообщаемое газу в изобарном процессе, идет на увеличение его энтальпии.

Изотермический процесс (T=const). В координатах p—v этот процесс изображается равнобочной гиперболой (рис. I.6, *в*). Процесс *1—2* отображает изотермическое расширение газа с подводом тепла, а процесс *2—1* — изотермическое сжатие газа.

Для вывода соотношений между параметрами в этом процессе напишем уравнение Клапейрона для начального и конечного состояний газа:

$$p_1 v_1 = RT; \quad p_2 v_2 = RT;$$

Из этих уравнений находим

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 \tag{I.60}$$

или

$$p_1/p_2 = v_2/v_1; \tag{I.61}$$

т. е. отношение абсолютных давлений обратно пропорционально отношению объемов (закон Бойля—Мариотта).

Так как процесс изменения состояния газа происходит при постоянной температуре ($dt=0$), внутренняя энергия не изменяется ($u=\text{const}$) и $\Delta u=0$.

Первый закон термодинамики в случае изотермического процесса примет вид

$$dq_t = dl_t \tag{I.62}$$

или

$$q_t = l_t, \tag{I.63}$$

т. е. в изотермическом процессе все тепло, сообщенное телу, расходуется на совершение внешней механической работы.

Работа в изотермическом процессе определяется по общей формуле

$$l_t = \int_{v_1}^{v_2} p dv;$$

Из уравнения состояния газа находим: $p=RT/v$; следовательно, l_t, Дж/кг

$$l_t = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = RT \ln \frac{v^2}{v_1}; \tag{I.64}$$

Графически эта работа выражается площадью $1—2—2'\ 1'—1$ (рис. I.6, *б*). Формулу (I.64) можно в соответствии с соотношением параметров в изотермическом процессе написать в различных видах. Например:

$$\left.\begin{aligned} l_t = RT \ln \frac{p_1}{p_2}; \quad l_t = p_1 v_1 \ln \frac{v^2}{v_1}; \\ l_t = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2} \text{ и т. д.;} \end{aligned}\right\} \tag{I.65}$$

Для G, кг, газа L_t, Дж,

$$L_t = Gl_t.$$

На основании выражения (I.63) количество тепла, подведенного к газу, в изотермическом процессе численно равно работе расширения и определяется по тем же формулам (I.65).

Адиабатный процесс. Необходимым и определяющим условием адиабатного процесса является аналитическое выражение $dq=0$, означающее полное отсутствие теплообмена. Параметры состояния p, v, T в адиабатных процессах изменяются. Практически адиабатный процесс может происходить при расширении или сжатии газа в цилиндре, стенки которого нетеплопроводны, или при протекании процесса настолько быстрого (мгновенного), что теплообмен между рабочим телом и окружающей средой не успевает произойти.

Применив к адиабатному процессу первый закон термодинамики, получим

$$dq_{ад} = du + dl = 0; \tag{I.66}$$

отсюда $dl_{ад}=-du$, или

$$l_{ад} = (u_1 - u_2), \tag{I.67}$$

т. е. работа при адиабатном расширении происходит вследствие изменения (уменьшения) внутренней энергии рабочего тела.

Исследуя уравнение (I.66), можно установить, что в адиабатном процессе идеального газа между давлением p и удельным объемом v существует следующая зависимость:

$$pv^k = \text{const}, \tag{I.68}$$

где $k = c_p/c_v$ — показатель адиабаты, для одноатомных газов равный 1,67, для двухатомных — 1,4, для трехатомных — 1,29, для реальных газов величина k зависит от температуры; с повышением температуры величина k уменьшается.

Уравнение (I.68) для процесса *1—2* может быть записано в виде

$$p_1/p_2 = (v_2/v_1)^k. \tag{I.69}$$

Отсюда следует, что в адиабатном процессе отношение давлений обратно пропорционально отношению объемов, возведенных в степень, равную показателю адиабаты.

Уравнение, выражающее зависимость между давлением и температурой, в адиабатном процессе имеет следующий вид (приводим без вывода):

$$p_1/p_2 = (T_1/T_2)^{\frac{k}{k-1}}. \tag{I.70}$$

Работу в адиабатном процессе $l_{ад}$, Дж/кг, можно определить из уравнения (I.67), выразив в нем $u_1 - u_2$ через $c_v(T_1 - T_2)$, т. е. записав его в виде

$$l_{ад} = c_v (T_1 - T_2). \tag{I.71}$$

Известно, что $T = pv/R$, тогда

$$l_{ад} = \frac{c_v (p_1 v_1 - p_2 v_2)}{R}; \tag{I.72}$$

но так как

$$c_v/R = 1/(k-1),$$

то

$$l_{ад} = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{k-1}. \tag{I.73}$$

Графически эта работа выражается площадью *1—2—2′—1′—1* (рис. I.6, *г*).

Формулу для определения работы, используя уравнение состояния газа, можно представить в виде

$$l_{ад} = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2) \tag{I.74}$$

или

$$l_{ад} = \frac{p_1 v_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \tag{I.75}$$

Адиабата в координатах p—v принадлежит к семейству неравнобочных гиперболических кривых (см. рис. I.6, *г*). Так как $k > 1$, адиабата пройдет более круто, чем изотерма.

Политропный процесс. Политропным процессом называется процесс, в котором могут изменяться все ранее рассмотренные основные параметры газа, т. е. давление, объем и температура, или только некоторые из них.

Уравнение политропного процесса имеет вид

$$pv^n = \text{const}, \tag{I.76}$$

где n — показатель политропы, изменяющийся для разных процессов от 0 до $\pm\infty$.

Рассмотренные нами термодинамические процессы являются частными случаями политропного процесса.

Действительно, полагая в уравнении (1.76) $n=0$, будем иметь $p=$ $=\text{const}$ — изобарный процесс; если $n=1$, то $pv=\text{const}$, т. е. изотермический процесс; при $n=k$ уравнение примет вид $pv^k=\text{const}$, т. е. адиабатный процесс; при $n\pm\infty$ получим $v=\text{const}$, т. е. изохорный процесс.

Формула для работы в политропном процессе и формулы, устанавливающие связь между параметрами, аналогичны таковым в адиабатном процессе, так как уравнения этих процессов совершенно одинаковы по форме и различаются только буквенным обозначением постоянного показателя у v.

Например, формула для работы в политропном процессе $l_п$, Дж/кг, имеет вид

$$l_п = \frac{p_1 v_1 - p_2 v_2}{n-1}; \tag{I.77}$$

Формула для определения зависимости между давлением и объемом

$$p_1/p_2 = (v_2/v_1)^n; \tag{I.78}$$

Теплоемкость идеального газа в политропном процессе определяется по формуле (приводим без вывода)

$$c_n = c_v \frac{n-k}{n-1}; \tag{I.79}$$

Количество тепла q_n, Дж/кг, в политропном процессе

$$q_n = c_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1); \tag{I.80}$$

Если в процессе участвует G, кг газа, то $Q_п$, Дж,

$$Q_п = Gq_n. \tag{I.80а}$$

Глава 3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

§ 11. Понятие о круговом процессе

Для работы любого теплового двигателя необходимо, чтобы рабочее тело, с помощью которого тепловая энергия превращается в работу, совершило замкнутый процесс и возвратилось в свое первоначальное состояние. Этот замкнутый процесс называется круговым процессом, или циклом.

Рассмотрим цикл в координатах p—v (рис. I.7, *а*). Допустим, что на участке *1—а—2* цикла к рабочему телу подводится тепло q_1, а на участке *2—б—1* отводится от него тепло q_2. На участке *1—а—2* данного цикла рабочее тело расширяется и производит при этом положительную работу расширения *1—а—2—3—4—1*. На другом участке рабочее тело сжимается по линии *2—б—1* с затратой работы сжатия, выраженной площадью *2—б—1—4—3—2*. После завершения цикла (в точке *1*) рабочее тело приходит в первоначальное состояние, поэтому параметры его, в том числе и внутренняя энергия, остаются неизменными.

На основании первого закона термодинамики для цикла в целом можно написать

$$q_1 - q_2 = q_ц = l_ц, \tag{I.81}$$

где $q_ц$ — использованное в цикле тепло;
$l_ц$ — произведенная полезная за цикл работа.

Таким образом, работа $l_ц$, произведенная за цикл, равна разности подведенного количества тепла q_1 к рабочему телу в круговом процессе и отведенного от него в этом процессе количества тепла q_2, т. е. $l_ц = q_1 - q_2$.

Для подвода и отвода тепла служат источники тепла. Если источник отдает рабочему телу тепло, то его называют теплоотдатчиком, или источником тепла высокой температуры T_1, а если получает тепло от рабочего тела — теплоприемником, или источником тепла низкой температуры T_2.

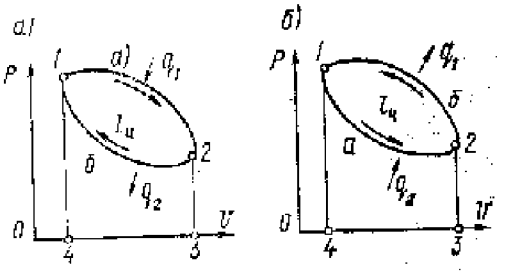


Рис. I.7. Круговой процесс или цикл в координатах p—v

Важнейшей тепловой характеристикой цикла является термический коэффициент полезного действия (КПД), представляющий собой отношение тепла, превращенного в полезную работу, к теплу подведенному. Термический КПД равен

$$\eta_t = \frac{l_ц}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1}, \qquad (I.82)$$

Термический КПД показывает, насколько рационально используется подведенное тепло в тепловом двигателе. Из формулы (1.82) следует, что термический КПД всегда меньше единицы, так как $q_2 > 0$. Для увеличения КПД надо стремиться уменьшить q_2 и увеличить q_1.

Мы рассмотрели цикл, который совершается в направлении вращения часовой стрелки. Подобные циклы называются прямыми. По прямым циклам работают все тепловые двигатели, как паровые, так и газовые.

Если процесс будет идти в обратном направлении, т. е. против часовой стрелки, то линия сжатия будет выше линии расширения. В этом случае работа, ограниченная контуром цикла, затрачивается на его осуществление. Такие циклы называются обратными. В обратном цикле положительная работа *1—а—2—3—4—1* меньше отрицательной *2—б—1—4—3—2*, поэтому полезная работа не производится, а, наоборот, затрачивается работа ($-l_ц$) от постороннего источника энергии. Направление величин q_1 и q_2 меняется на обратное (см. рис. I.7, *а* и *б*). В последнем случае теплота q_2 передастся рабочему телу, участвующему в цикле, от холодного источника (теплоприемника), а теплота q_1 отдается горячему источнику (теплоотдатчику). Следовательно, в обратном цикле теплота переходит от холодного тела к горячему, но это должно обязательно сопровождаться затратой работы, которая также превращается в теплоту. Поэтому

$$q_1 = q_2 + l_ц. \qquad (I.83)$$

Обратные циклы осуществляются в холодильных установках и тепловых насосах. Экономичность холодильных установок определяется холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_ц} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}, \qquad (I.84)$$

т. е. отношением полезного тепла q_2, отнятого от холодильного источника, к теплоте, эквивалентной затраченной работе $l_ц$.

§ 12. Цикл Карно и его термодинамическое значение

Чем больше тепла в прямом цикле превращено в полезную работу и чем меньше поэтому ее передано теплоприемнику, тем цикл более экономичен и тем, следовательно, выше его термический КПД (см. § 11).

В связи с этим возникает вопрос, какое максимальное значение может иметь термический КПД. Впервые этот вопрос стал изучать в

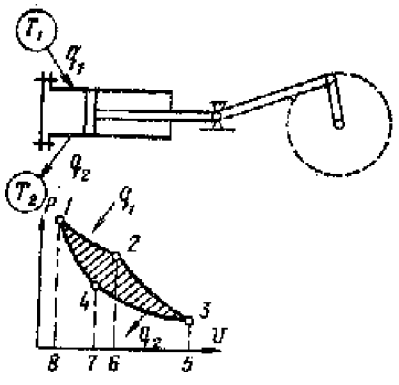


Рис. I.8. Цикл Карно в координатах p—v

1827 г. французский инженер С. Карно, поставив перед собой задачу установить, «возможно ли безграничное усовершенствование паровой машины в смысле увеличения ее КПД или есть граница, которую природа вещей мешает перешагнуть каким-либо образом?». В результате своих исследований Карно предложил цикл, имеющий действительно наивысший возможный термический КПД в заданных температурных границах, т. е. при заданных температурах теплоотдатчика и теплоприемника.

Рассмотрим этот цикл в координатах p—v, считая, что он является равновесным и что, кроме того, его совершает 1 кг рабочего тела.

В начале процесса рабочее тело имеет параметры p_1, v_1, T_1 (точка *1* на рис. I.8). Эта точка соответствует моменту, когда рабочее тело сообщается с теплоотдатчиком и начинается процесс расширения при постоянной температуре, равной T, до точки *2*. В процессе расширения по изотерме *1—2* к рабочему телу подводится тепло в количестве q_1. Работа изотермического расширения определяется площадью *1—2—6—8—1*. За процессом *1—2* следует разобщение рабочего тела с теплоотдатчиком и происходит дальнейшее расширение по адиабате *2—3*. Этот процесс продолжается до тех пор, пока поршень не займет крайнее положение, что соответствует точке *3*. Работа адиабатного расширения определяется площадью *2—3—5—6—2*. В этот момент, т. е. в точке *3*, рабочее тело сообщается с теплоприемником, имеющим температуру T_2, и начинается процесс сжатия, в течение которого должно быть отведено q_2 единиц тепла. Этот процесс изотермический, так как рабочее тело сообщено с теплоприемником и работа его определяется площадью *4—3—5—7—4*.

Когда отвод тепла q_2 прекратится, рабочее тело разобщается с теплоприемником (точка *4*); дальнейшее сжатие происходит по адиабате *4—1*. В конце этого процесса рабочее тело принимает первоначальные параметры. Работа адиабатного сжатия определяется площадью *4—7—8—1—4*.

Таким образом, цикл Карно состоит из изотерм *1—2* и *3—4* и адиабат *2—3* и *4—1*, причем верхняя изотерма изображает процесс, протекающий при температуре T_1, а нижняя — при температуре T_2. В результате рассмотренных процессов полезная работа цикла определяется площадью *1—2—3—4—1*, являющейся положительной разностью площадей *1—2—3—5—8—1* и *1—4—3—5—8—1*.

Для определения термического КПД цикла Карно воспользуемся общим выражением (1.82). Так как в этом цикле тепло подводится и отводится в изотермических процессах, то, согласно уравнениям (1.63) и (1.64),

$$\eta_t = \frac{RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1} - RT_2 \ln \frac{v_3}{v_4}}{RT_1 \ln \frac{v_2}{v_1}} = \frac{T_1 \ln \frac{v_2}{v_1} - T_2 \ln \frac{v_3}{v_4}}{T_1 \ln \frac{v_2}{v_1}},$$

В цикле Карно имеет место равенство объемов (приводится без вывода)

$$v_2/v_1 = v_3/v_4.$$

С учетом этого равенства получим следующее выражение термического КПД:

$$\eta_t = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \qquad (I.85)$$

Несмотря на то что цикл Карно имеет наивысший в заданных температурных границах термический КПД, двигателей, которые работали бы по этому циклу, не строят. Объясняется это тем, что изотермические подвод и отвод тепла, необходимые для осуществления такого цикла, в реальных условиях трудновыполнимы. Кроме того, в цикле Карно происходят адиабатные расширения и сжатия рабочего тела, требующие абсолютной теплонепроницаемости цилиндра двигателя, что в реальных условиях также неосуществимо.

В термодинамике цикл Карно изучается для того, чтобы дать представление о наибольшем возможном КПД процесса превращения тепла в работу. Если ограничить верхний предел температуры T_1 прочностью и жаростойкостью материала, а нижний предел T_2—температурой окружающей среды, то в соответствии с формулой (I.85) термический КПД цикла Карно может достигать 0,7—0,8.

Цикл Карно может быть не только прямым, но и обратным. Обратный цикл Карно является наиболее эффективным для холодильных установок. Холодильный коэффициент при этом цикле определяется тоже лишь температурами источников тепла:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}; \qquad (I.86)$$

§ 13. Сущность и формулировки второго закона термодинамики

Первый закон термодинамики определяет количественные соотношения в процессе взаимопревращения тепловой и механической энергии, но не устанавливает условий, при которых такое взаимопревращение возможно. Условия, необходимые для превращения тепла в механическую энергию, раскрываются вторым законом термодинамики, который представляет собой, таким образом, очень важное дополнение к первому закону термодинамики. В основу современного учения о термодинамике положены оба эти закона.

Имеется целый ряд формулировок закона термодинамики, выражающих определенное свойство тепловой энергии в разных формах. Приводим две характерные формулировки.

1. Тепло само собой переходит лишь от тела с более высокой температурой к телу с более низкой температурой, но никогда наоборот; некомпенсированный переход тепла от тела с меньшей температурой к телу с большей температурой невозможен (Клаузиус).

2. Нельзя осуществить тепловой двигатель, единственным результатом действия которого было бы превращение тепла какого-либо тела в работу без того, чтобы часть тепла не передавалась другим телам (Томсон).

§ 14. Понятие об энтропии газа и T — s-диаграмма

Рассмотрим в p—v-диаграмме произвольный обратимый процесс (рис. I.9), при котором газ при подводе тепла из состояния *1* переходит в состояние *2*. Разобьем весь процесс на бесконечно малые элементы, в каждом из которых температура T принята неизменной, количество тепла в нем также мало. Соотношение dq/T называется приведенной теплотой и обозначается ds, т. е.

$$dq/T = ds, \qquad (I.87)$$

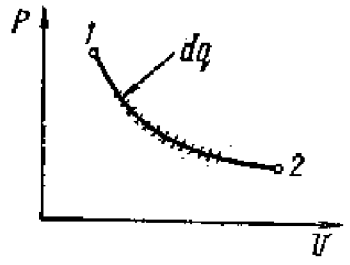


Рис. I.9. Схема, поясняющая определение энтропии газа

Изменение в ходе процесса *1—2* определяется интегралом

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{dq}{T},$$

Вместо dq подставим его значения из уравнения первого закона термодинамики:

$$dq = c_v\,dT + p\,dv.$$

Тогда

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v\,dT}{T} + \int_{v_1}^{v_2} \frac{p\,dv}{T}, \qquad (1.88)$$

Заменив во втором интеграле на основании уравнения состояния идеального газа p/T на R/v, получим

$$\Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_v\,dT}{T} + \int_{v_1}^{v_2} R\,\frac{dv}{v},$$

Окончательно Δs, Дж/(кг·град):

$$\Delta s = c_v \ln\frac{T_2}{T_1} + R\ln\frac{v_2}{v_1}, \qquad (1.89)$$

Величина s называется энтропией. Из полученного уравнения видно, что изменение энтропии зависит только от параметров начального и конечного состояний и, следовательно, энтропия является параметром состояния газа. Этим уравнением определяется связь $s=f_1(T, v)$.

Из уравнения состояния идеального газа, написанного для состояний *1* и *2*, следует $p_1v_1=RT_1$; $p_2v_2=RT_2$.
Отсюда

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}\cdot\frac{p_1}{p_2} \quad \text{и} \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{p_2}{p_1}\cdot\frac{v_2}{v_1}.$$

Подставив эти равенства в уравнение (1.89) и используя уравнение Майера, получим еще два уравнения связи s с параметрами состояния газа $s=f(T, p)$ и $s=f(p, v)$:

$$\Delta s = c_p \ln\frac{T_2}{T_1} - R\ln\frac{p_2}{p_1}; \qquad (1.90)$$

$$\Delta s = c_v \ln\frac{p_2}{p_1} + c_p \ln\frac{v_2}{v_1}. \qquad (1.91)$$

Определение величины энтропии требуется при изучении тепловых процессов и выполнении ряда теплотехнических расчетов. По изменению энтропии можно судить о направлении теплового потока.

Так как абсолютная температура T всегда положительна, то из определения энтропии следует, что знаки приращения энтропии и тепла совпадают. Поэтому, если энтропия газа в процессе увеличивается ($\Delta s>0$), то тепло подводится к газу ($dq>0$), и, наоборот, когда энтропия газа в процессе уменьшается ($ds<0$), то тепло отводится ($dq<0$).

Другое важное свойство энтропии состоит в том, что с ее помощью можно определять количество тепла, затрачиваемого на осуществление любого термодинамического процесса. Для этого процесс изображается в координатах T—s, в которых на оси абсцисс откладывают энтропию s, а по оси ординат — абсолютную температуру T.

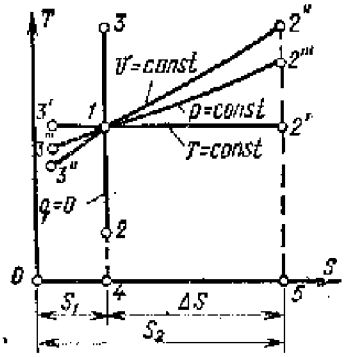


Рис. I.10. Основные термодинамические процессы в координатах $T—s$

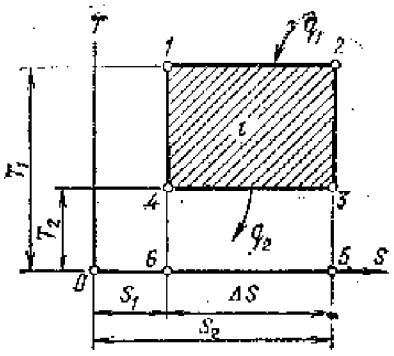


Рис. I.11. Цикл Карно в координатах $T—s$

Вернемся к основным термодинамическим процессам, рассмотренным в § 10. Определим для них величину Δs и дадим графическое изображение этих процессов в координатах $T—s$ (рис. I.10).

Для изохорного процесса, в котором $v=\text{const}$, формула (1.89) принимает вид

$$\Delta s_v = c_v \ln \frac{T_2}{T_1}; \tag{I.92}$$

В координатах $T—s$ это уравнение изображается логарифмической кривой, направленной выпуклостью к оси абсцисс. Линия $1—2''$ выражает нагревание газа, так как при $dT>0$ получим $ds>0$. Линия $1—3''$ соответствует охлаждению газа.

Для изобарного процесса из уравнения (I.90) имеем

$$\Delta s_p = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}; \tag{I.93}$$

Из этого уравнения следует, что изобара, как и изохора, является в координатах $T—s$ логарифмической кривой.

Сравнивая уравнения (I.92) и (I.93), видим, что одинаковому отношению T_2/T_1 соответствует в изобарном процессе большее, чем в изохорном, значение Δs, так как $c_p>c_v$.

Изотермический процесс в координатах $T—s$ изображается горизонтальной линией, параллельной оси абсцисс. Линия $1—2'$ выражает расширение газа, так как при $dv>0$ изменение энтропии $ds>0$, а линия $1—3'$ — сжатие.

Изменение энтропии газа в изотермическом процессе может быть найдено из уравнения (1.89) подстановкой $T_1—T_2$, т. е.

$$\Delta s_t = R \ln \frac{v_2}{v_1}; \tag{I.94}$$

$$\Delta s_t = R \ln \frac{p_1}{p_2}. \tag{I.95}$$

Изменение энтропии в этом процессе может быть также определено по формуле

$$\Delta s_t = q/T. \tag{I.96}$$

Для адиабатного процесса $q=0$ и $dq=0$; поэтому

$$\Delta s_{ад} = dq/T = 0 \text{ и } s = \text{const}.$$

Следовательно, адиабатный процесс в системе координат $T—s$ изображается вертикальной линией, параллельной оси ординат. Линия $1—2$ соответствует расширению газа ($dT<0$), а линия $1—3$ — сжатию.

В координатах $T—s$ цикл Карно изображается прямоугольником и его термический КПД определяется проще, чем в координатах $p—v$ (рис. I.11).

Действительно,

$$\eta_{t(k)} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{l}{q_1} = \frac{\text{пл } 1-2-3-4-1}{1-2-5-6-1} = \frac{(T_1 - T_2)\,\Delta s}{T_1\,\Delta s} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}.$$

Глава 4. ВОДЯНОЙ ПАР. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

§ 15. Уравнение состояния для реальных газов

Водяной пар, получаемый в паровых котлах, очень широко используется в теплотехнике как рабочее тело и теплоноситель. Его состояние близко к насыщению, и поэтому он не подчиняется законам для идеальных газов.

Из уравнений состояний реального газа наиболее простым является уравнение Ван дер Ваальса, предложенное им в 1873 г.:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT, \tag{I.97}$$

где a — коэффициент, зависящий от сил сцепления;
b — величина, учитывающая собственный объем молекул.

Советские ученые М. П. Вукалович и И. И. Новиков в 1939 г. получили уравнение водяного пара с поправкой на ассоциацию и диссоциацию молекул. При учете эффекта ассоциации двойных молекул это уравнение имеет вид

$$\left(p - \frac{a}{v^2}\right)(v - b) = RT\left(1 - \frac{c}{vT^{\frac{3+2m}{2}}}\right), \tag{I.98}$$

где c и m — опытные постоянные величины.

Из уравнений (I.97) и (I.98) видно, что состояние реального газа будет тем ближе к состоянию идеального, чем больше v. На этом основании при больших удельных объемах реального газа можно пользоваться уравнением Клапейрона, например для пара, находящегося во влажном воздухе.

§ 16. Процесс парообразования в координатах p—v

Рассмотрим процесс парообразования при постоянном давлении в координатах p—v (рис. I.12). Поместим 1 кг воды при температуре 0° С в цилиндр с поршнем. Для некоторого значения p=const это начальное состояние воды изобразится на диаграмме точкой a. При этом ее удельный объем v=0,001 м³/кг.

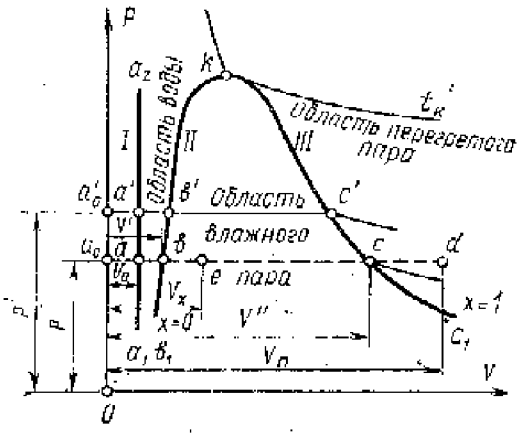


Рис. I.12. Процесс парообразования в координатах p—v

Если подогревать воду при постоянном давлении, то объем ее увеличивается и при температуре, которая соответствует состоянию кипения воды, достигает величины, отмеченной на диаграмме точкой b. Удельный объем кипящей воды принято обозначать v'. При дальнейшем подводе тепла к кипящей воде она начнет превращаться в пар, причем давление и температура смеси воды с паром остаются неизменными.

Когда в процессе парообразования последняя частица воды

превратится в пар, весь объем v'' окажется заполненным паром. Такой пар как бы «насыщает» объем, в котором он находится, и потому называется насыщенным паром, а его температура, равная температуре кипения, называется температурой насыщения. Она обозначается $t_н$ и зависит от давления: при $p_{абс}=0{,}1$ МПа $t_н=99{,}09°$ С, при $p_{абс}=0{,}2$ МПа $t_н=119{,}62°$ С, а при $p_{абс}=10$ МПа $t_н=309{,}53°$ С.

На участке b—c пар называется влажным насыщенным паром (или просто влажным), так как он состоит из смеси воды и пара. После полного испарения воды (точка c) пар называют сухим насыщенным (или просто сухим).

Влажный пар характеризуется степенью сухости x. Степенью сухости называют массовую долю сухого насыщенного пара, находящегося в 1 кг влажного пара. Например, в 1 кг пара содержится 0,85 кг сухого насыщенного пара и 0,15 кг кипящей воды. Следовательно, степень сухости пара $x=0{,}85$. Величина $1-x$ называется степенью влажности. Она показывает массовую долю кипящей воды, находящейся в 1 кг влажного пара. Для сухого насыщенного пара $x=1$.

Рассмотрим теперь процесс парообразования при более высоком давлении (см. рис. I.12). Удельный объем воды при 0° С с повышением давления практически не изменяется (a'). Удельный объем кипящей воды несколько увеличится, так как с увеличением давления возрастает температура кипения (точка b'). Точка c', соответствующая сухому насыщенному пару, будет находиться левее точки c, так как давление возрастает более интенсивно, чем температура сухого насыщенного пара, и удельный объем его уменьшается.

Если точки, обозначающие в p—v-диаграмме процессы при постоянном давлении, соединить, то получатся линии *I*, *II*, *III*. Линия *I* характеризует состояние воды при 0° С и является прямой, почти параллельной оси ординат. Линия *II* — кривая, соединяющая точки b_1, b, b'..., соответствует состоянию кипящей воды. Линия *III* — кривая, соединяющая точки c_1, c, c'..., соответствует состоянию сухого насыщенного пара. Линии *II* и *III* пересекаются в точке k, которая называется критической точкой. В этой точке исчезает различие в свойствах жидкости и пара. Параметры, отвечающие точке k, называются критическими. Для воды они имеют следующие значения: $p_{кр}=22{,}5$ МПа, $t_{кр}=374{,}15°$ С ($T=647{,}3°$ К); $v_{кр}=0{,}00307$ м³/кг. Линия *II* называется нижней пограничной, а линия *III* — верхней пограничной кривой.

Парообразование графически изображается линией b—c (см. рис. I.12). Количество тепла, затрачиваемое на превращение 1 кг кипящей воды в сухой насыщенный пар, называется теплотой парообразования и обозначается буквой r. С увеличением давления теплота парообразования уменьшается. Например, при $p_{абс}=0{,}1$ МПа $r=2263$ кДж/кг, а при $p_{абс}=10$ МПа $r=1330$ кДж/кг. В критическом состоянии $r=0$.

В котельном агрегате сухой насыщенный пар обычно продолжает нагреваться при $p=\text{const}$. Этот процесс в p—v-диаграмме изображается линией c—d. При состоянии, отвечающем точке d, пар уже не насыщает пространство и имеет температуру более высокую, чем температура насыщения при данном давлении. Такой пар называется перегретым паром.

Для обозначения величин, относящихся к различным состояниям воды и пара, установлена следующая индексация: величины с индексом 0 относятся к начальному состоянию воды; с индексом $'$ — к воде, нагретой до температуры кипения; с индексом $''$ — к сухому насыщенному пару; с индексом x — к влажному насыщенному пару; с индексом «п» — к перегретому пару.

На практике необходимые для технических расчетов параметры состояния водяного пара удобно определить с помощью специальных таблиц, приведенных в справочной литературе.

В таблицах приводятся параметры состояния кипящей воды (v', i', s') и сухого насыщенного пара (v'', i'', s''), а также величины теплоты парообразования r.

Для определения параметров состояния влажного насыщенного пара дополнительно должна быть известна степень сухости пара. Удельный объем v_x, м³/кг, влажного насыщенного пара

$$v_x = xv'' + (1 - x)\,v', \tag{I.99}$$

Если абсолютное давление $p_{абс} < 3$ МПа, а степень сухости $x > 0{,}8$, то второй член соотношения (I.99) составляет доли процента первого и им можно пренебречь:

$$v_x = xv'', \tag{I.100}$$

Соотношение (I.99) пишется и в таком виде:

$$v_x = v' + x\,(v'' - v'), \tag{I.101}$$

Аналогичные соотношения можно написать для величин энтальпии i_x, Дж/кг, и энтропии s_x, Дж/(кг·град):

$$i_x = i' + x\,(i'' - i') = i' + xr, \tag{I.102}$$

$$s_x = s' - x\,(s'' - s') = s' + x\,\frac{r}{T_н}, \tag{I.103}$$

Энтальпия перегретого пара $i_п$, Дж/кг, получается как сумма энтальпии сухого насыщенного пара i'' и тепла, затраченного на перегрев пара $q_п$ при p=const, т. е.

$$i_п = i'' + q_п. \tag{I.104}$$

§ 17. *i*—*s*-диаграмма водяного пара

Для решения практических задач, связанных со свойствами водяного пара, очень удобной является *i*—*s*-диаграмма, в которой по оси абсцисс откладываются значения энтропии, а по оси ординат — энтальпии (рис. I.13). Она строится по данным таблиц водяного пара. Сначала строятся нижняя *1*—*K* и верхняя *K*—*2* пограничные кривые, которые сходятся в точке *K*. Ниже пограничных кривых *1*—*K*—*2* находится область влажного пара, выше верхней пограничной кривой *K*—*2* — область перегретого пара.

На диаграмме нанесены линии постоянного давления — изобары. В области влажного пара изобары проходят слабо расходящимися прямыми наклонными линиями. В области перегретого пара изобары поднимаются слева направо, круче изобар насыщенного пара, и обращены выпуклостью вниз.

Изотермы в области влажного пара совпадают с изобарами, а в области перегретого пара они идут слева направо, незначительно поднимаясь кверху. Если требуется определить температуру в области влажного насыщенного пара, зависящую от давления, надо найти точку пересечения заданной изобары с верхней пограничной кривой. Изотерма, начинающаяся в этой точке, и будет искомой температурой влажного насыщенного пара.

В области влажного насыщенного пара наносятся также линии постоянной степени сухости пара x, берущие начало от критической точки *K*. На верхней пограничной кривой степень сухости x=1, на нижней x=0. На выполненных *i*—*s*-диаграммах нередко имеются и линии постоянного удельного объема v=const — изохоры, представляющие собой кривые, аналогичные изобарам, но имеющие более крутой изгиб. Их обычно наносят цветной краской.

С помощью *i*—*s*-диаграммы можно определить по двум известным параметрам все основные термодинамические величины для любого состояния пара. На *i*—*s*-диаграмме могут быть изображены основные

термодинамические процессы и установлены происходящие при их протекании изменения состояния пара (рис. I.14).

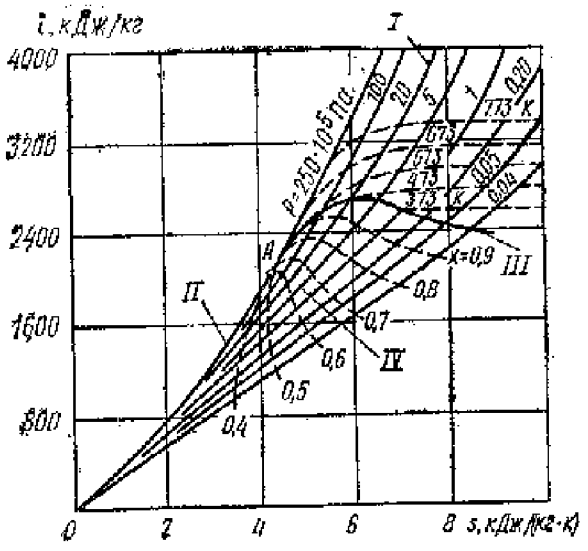


Рис. 1.13. i—s-диаграмма водяного пара

Изохорный процесс (рис. I.14, *а*). При заданном состоянии пара (p_1 и x_1), соответствующем точке *1*, требуется изохорным процессом довести пар до температуры t_2. Для этого из точки *1* идем по изохоре v_1 до ее пересечения с изотермой t_2 в точке *2*. В изохорном процессе при сообщении тепла влажному пару повышаются его давление и температура. При этом влажность пара уменьшается и он превращается в сухой насыщенный, а затем в перегретый. При отводе тепла от перегретого пара процесс идет в обратном направлении.

Изобарный процесс (рис. I.14, *б*). Задано состояние пара *1* (p_1 и x_1). Конечное состояние его характеризуется температурой t_2. Аналогично предыдущему идем по изобаре p_1 до точки *2* ее пересечения с изотермой t_2. В этом процессе при сообщении тепла влажному пару уменьшается его влажность и он переходит в сухой насыщенный, причем температура его остается постоянной и равной $t_1=t_н$. При дальнейшем подводе тепла пар перегревается. При отводе тепла процесс идет в обратном направлении.

Изотермический процесс (рис. I.14, *в*). При данном состоянии пара *1* (p_1 и x_1) требуется в изотермическом процессе достичь давления p_2. В этом случае линия процесса состоит из двух участков *1—1'* и *1'—2*. На первом из них изотерма совпадает с изобарой p_1, на втором изотерма t_1 отклоняется вправо от изобары p_1 и пересекается в точке *2* с изобарой p_2.

В изотермическом процессе при сообщении тепла влажному пару его объем увеличивается, он превращается сначала в сухой насыщенный, а затем в перегретый. В области влажного пара этот процесс полностью совпадает с изобарным, а в области перегрева давление пара при изотермическом расширении понижается.

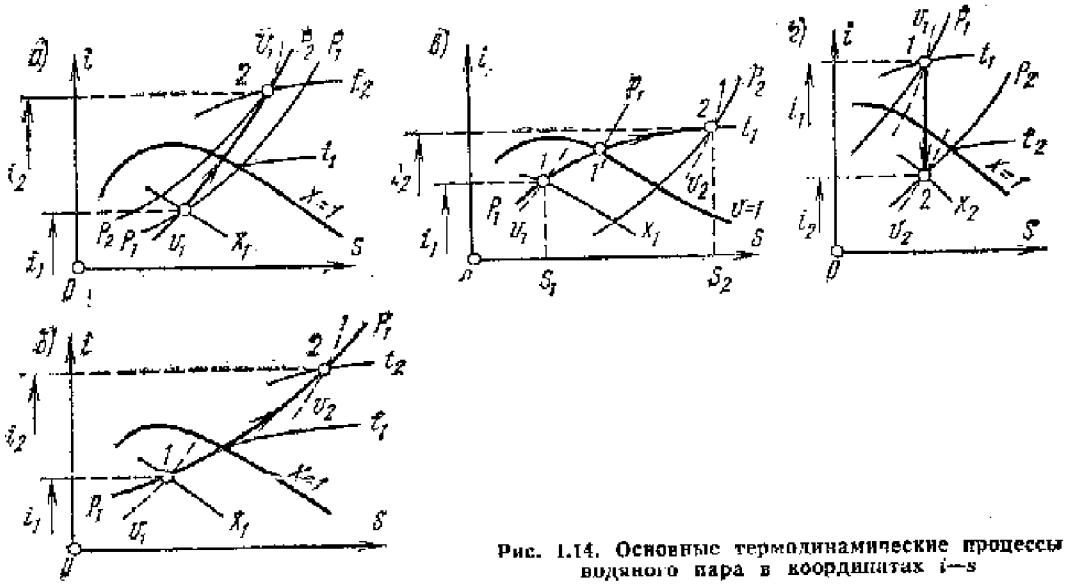


Рис. 1.14. Основные термодинамические процессы водяного пара в координатах i—s

В изотермическом процессе внутренняя энергия пара в отличие от идеальных газов изменяется, и поэтому для пара

$$u_2 \neq u_1 \text{ и } q_T \neq l_t. \tag{I.105}$$

Адиабатный процесс (рис. I.14, *г*). Задано состояние *1* (p_1 и t_1). Требуется провести адиабатный процесс расширения до давления p_2. Адиабатный процесс протекает при постоянном значении энтропии, поэтому он изображается вертикалью, опущенной из точки *1* до пересечения с изобарой p_2 в точке *2*.

При адиабатном расширении давление и температура пара понижаются. Перегретый пар при этом переходит обычно в сухой насыщенный и затем во влажный. При сжатии влажного пара процесс идет в обратном направлении.

§ 18. Дросселирование пара и газа

Резкое сужение в трубопроводе (дроссель-клапан, заслонка, калиброванная шайба и т. п.) снижает давление пара или газа при прохождении их через это сужение; давление пара или газа p_2 за местом сужения всегда меньше давления p_1 перед сужением (рис. I.15). Потеря давления $p_1 - p_2$ тем больше, чем больше сужение. Такое понижение давления называется дросселированием (а также мятием или редуцированием).

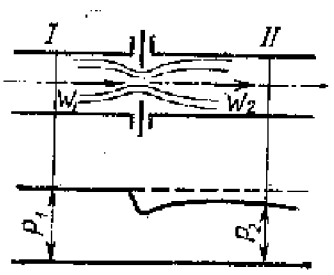


Рис. I.15. Дросселирование пара или газа

С дросселированием на практике приходится встречаться очень часто. Любой вентиль, кран или задвижка, установленные в трубопроводе, при неполном их открытии тоже вызывают дросселирование пара или газа и, следовательно, падение давления. Дросселированием пара или газа широко пользуются в различных теплогазопотребляющих системах, которые снабжены для этой цели специально сконструированными клапанами.

Полагая, что изменение состояния пара или газа от сечения I к сечению II (см. рис. I.15) происходит адиабатно, можно написать

$$u_1 + p_1 v_1 + \frac{w_1^2}{2} = u_2 + p_2 v_2 + \frac{w_2^2}{2}; \tag{I.106}$$

Но так как $u - pv = i$, то предыдущее уравнение примет вид

$$i_1 + \frac{w_1^2}{2} = i_2 + \frac{w_2^2}{2}; \tag{I.107}$$

Обычно скорости движения пара или газа до и после дросселирования мало отличаются одна от другой:

$$w_1^2/2 \approx w_2^2/2, \tag{I.108}$$

тогда

$$i_1 = i_2, \tag{I.109}$$

т. е. в результате дросселирования (при $w_1 = w_2$) энтальпия не меняется.

В случае дросселирования идеального газа

$$du = 0; \quad dT = 0; \quad di = 0; \tag{I.110}$$

В реальном газе внутренняя энергия зависит от объема, поэтому в процессе дросселирования внутренняя энергия и температура его меняются:

$$du \neq 0; \quad dT \neq 0; \quad di \neq 0. \tag{I.111}$$

Процесс дросселирования водяного пара удобно исследовать, пользуясь $i-s$-диаграммой (см. рис. I.13), в которой процесс условно можно выразить горизонтальной прямой, параллельной оси s. По i—s-диаграмме можно установить, что температура водяного пара в результате дросселирования уменьшается.

Влажный пар в зависимости от параметров начального состояния может быть после дросселирования влажным, сухим и даже перегретым.

§ 19. Влажный воздух. $I-d$-диаграмма

Влажным воздухом называется парогазовая смесь, состоящая из сухого воздуха и водяных паров. Знание его свойств инженеру-строителю необходимо для понимания и расчета таких технических устройств, как сушилки, системы отопления и вентиляции и т. п.

Влажный воздух, содержащий максимальное количество водяного пара при данной температуре, называется насыщенным. Воздух, в котором не содержится максимально возможное при данной температуре количество водяного пара, называется ненасыщенным. Ненасыщенный влажный воздух состоит из смеси сухого воздуха и перегретого водяного пара, а насыщенный влажный воздух—из сухого воздуха и насыщенного водяного пара. Водяной пар содержится в воздухе обычно в небольших количествах и в большинстве случаев в перегретом состоянии, поэтому к нему с достаточной для технических расчетов точностью могут быть применены законы идеальных газов.

Давление влажного воздуха $p_б$, согласно закону Дальтона, равно

$$p_б = p_в + p_п, \tag{I.112}$$

где $p_в$, $p_п$ — парциальные давления соответственно сухого воздуха и водяного пара, Па.

Парциальное давление $p_п$ можно определить из таблиц насыщенного пара по температуре точки росы, т. е. по той температуре, до которой нужно охладить ненасыщенный воздух при постоянном влагосодержании, чтобы он стал насыщенным. Таким образом, если охлаждать ненасыщенный воздух с температурой $t_в$, то при некоторой температуре $t_р < t_в$ он станет насыщенным. Эта температура и является температурой точки росы.

Основными характеристиками влажного воздуха являются следующие.

1. Относительная влажность φ, которая определяет степень насыщения воздуха водяным паром:

$$\varphi = \rho_п/\rho_н, \tag{I.113}$$

т. е. отношение действительной абсолютной влажности к максимально возможной абсолютной влажности в насыщенном воздухе при той же температуре.

При постоянной температуре давление изменяется пропорционально плотности (закон Бойля — Мариотта), поэтому можно написать

$$\varphi = \rho_п/\rho_н = p_п/p_н. \tag{I.113а}$$

Для насыщенного воздуха $\varphi=1$ или 100%, а для ненасыщенного влажного воздуха $\varphi<1$.

Относительную влажность воздуха определяют с помощью прибора, называемого психрометром (рис. I.16). Психрометр состоит из двух одинаковых термометров, один из которых имеет резервуар, обернутый батистом, непрерывно смачиваемым водой. С поверхности резервуара термометра происходит испарение воды, интенсивность которого зависит от влажности окружающего воздуха: чем меньше насыщен влагой

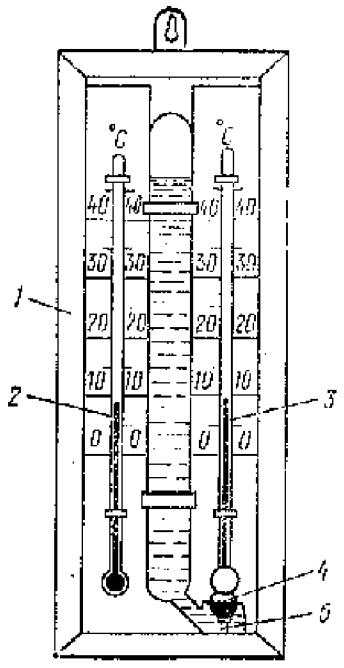


Рис. 1.16. Психрометр

1 — доска; *2* — сухой термометр; *3* — мокрый термометр; *4* — ткань; *5* — сосуд с водой

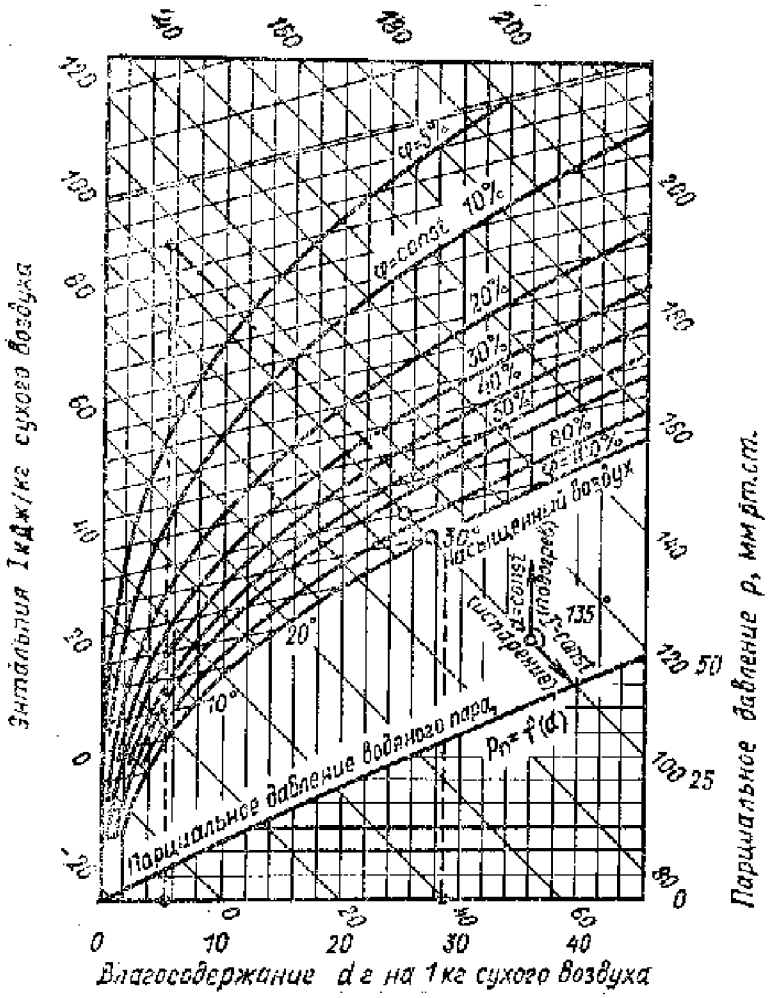


Рис. 1.17. *I—d*-диаграмма влажного воздуха

окружающий воздух, тем интенсивнее испарение с «мокрого» термометра и тем ниже его показания, так как на испарение расходуется тепло. По разности показаний «сухого» и «мокрого» термометров с помощью психрометрической таблицы можно определить относительную влажность воздуха.

2. Абсолютная влажность D, которая определяет массу водяного пара, содержащегося в 1 м³ влажного воздуха.

3. Влагосодержание воздуха d, г/кг сухого воздуха, т. е. отношение массы водяного пара к единице массы сухого воздуха, содержащегося во влажном воздухе:

$$d = \frac{G_п}{G_в} 1000, \qquad (I.114)$$

где $G_п$, $G_в$ — соответственно масса водяного пара и сухого воздуха во влажном воздухе.

Если воспользоваться уравнением Клапейрона, то выражение (I.114) можно написать в следующем виде:

$$d = \frac{G_п}{G_в} 1000 = \frac{\mu_п p_п}{\mu_в p_в} 1000, \qquad (I.115)$$

где $\mu_п$ — молекулярная масса водяного пара;
$\mu_в$ — молекулярная масса воздуха.

Подставив соответствующие значения молекулярных масс, получим

$$d = \frac{18{,}016}{28{,}95} \cdot \frac{p_п}{p_в} 1000 = 622 \frac{p_п}{p_б - p_п} = 622 \frac{\varphi p_п}{p_б - \varphi p_п}, \qquad (I.116)$$

Из формулы (I.116) видно, что между влагосодержанием и парциальным давлением пара $p_п=\varphi p_н$ (при одном и том же $p_б$) существует однозначная зависимость, т. е. каждому значению $p_п$ соответствует вполне определенное значение d и наоборот.

Энтальпия I влажного воздуха является одним из основных его параметров и широко используется при расчетах сушильных установок, систем вентиляции и кондиционирования воздуха. Энтальпию влажного воздуха обычно относят к единице массы сухого воздуха, т. е. к 1 кг, и определяют как сумму сухого воздуха и водяного пара, кДж/кг сухого воздуха:

$$I = 1{,}005\,t + (2500 + 1{,}8068\,t)\,d10^{-3}. \qquad (I.117)$$

Так как теплоемкость влажного воздуха $c_{см}=1{,}005+1{,}8068d\times$ $\times 10^{-3}$ кДж/кг сухого воздуха, то формулу (I.117) можно написать в виде

$$I = c_{см}\,t + 2500d\,10^{-3}. \qquad (I.118)$$

Вопросы, относящиеся к влажному воздуху, удобно и легко решаются с помощью I—d-диаграммы, предложенной в 1918 г. проф. Л. К. Рамзиным. В диаграмме (рис. I.17) на оси абсцисс отложены значения влагосодержания d, г/кг, а по оси ординат — энтальпия I влажного воздуха, ккал/кг, отнесенные к 1 кг сухого воздуха. Для лучшего использования площади диаграммы линии I=const проведены под углом 135° к линиям d=const и значения d снесены на горизонтальную линию.

На I—d-диаграмме нанесены изотермы (t=const) в виде прямых линий, кривые φ=const, а также показана в виде кривой второго порядка зависимость $p_п=f(d)$, причем значения $p_п$ приведены справа на оси ординат. Таким образом, любая точка I—d-диаграммы определяет все параметры (t, φ, d, I, $p_п$), характеризующие состояние влажного воздуха. Зная два каких-либо параметра (обычно φ и t), можно найти остальные на пересечении соответствующих линий I—d-диаграммы.

По I—d-диаграмме для каждого состояния влажного воздуха можно определить температуру точки росы. Для этого из точки, характеризующей состояние воздуха, надо провести вертикаль (линию d=const) до пересечения с линией $\varphi=100\%$. Изотерма, проходящая через полученную точку пересечения, определит искомую точку росы воздуха.

При использовании I—d-диаграммы для решения задач, связанных с сушкой материалов, следует иметь в виду, что процесс сушки распадается на два отдельных процесса. Вначале атмосферный воздух с относительной влажностью φ_1 и температурой t_1 проходит через калорифер, где температура его повышается до t_2, а относительная влажность уменьшается до φ_2. Этот процесс протекает при постоянном влагосодержании (d=const) и изображается в I—d-диаграмме вертикальной линией (см. рис. I.17). Разность энтальпии в диаграмме определяет количество тепла, расходуемого на подогрев 1 кг сухого воздуха. Далее нагретый воздух из калорифера поступает в сушильную камеру, где вследствие испарения влаги из высушиваемого материала увлажняется, т. е. его относительная влажность возрастает.

Процесс насыщения воздуха влагой в сушильной камере происходит при неизменной энтальпии (i=const). Разность влагосодержания ($d_к-d_н$) дает количество влаги, выделенной в сушильной камере каждым килограммом воздуха.

§ 20. Классификация поршневых двигателей внутреннего сгорания

Поршневые двигатели внутреннего сгорания классифицируют по следующим основным признакам:

1) по способу осуществления рабочего цикла — четырехтактные[1], двухтактные;

2) по способу смесеобразования и воспламенения рабочей смеси — с внешним смесеобразованием и воспламенением топлива от искры (карбюраторные, газовые), с внутренним смесеобразованием и воспламенением топлива от сжатия (дизели бескомпрессорные и компрессорные);

3) по роду топлива — работающие на газообразном топливе, работающие на жидком топливе;

4) по назначению — стационарные, передвижные, автотракторные, авиационные, судовые, для железнодорожного транспорта;

5) по конструктивному исполнению — с вертикальным расположением цилиндров, с горизонтальным расположением цилиндров, с расположением цилиндров под углом (V-образные, W-образные, звездообразные, с оппозитивным расположением цилиндров).

§ 21. Устройство и принцип действия двигателя внутреннего сгорания (д. в. с.)

Схема устройства одноцилиндрового четырехтактного карбюраторного двигателя приведена на рис. I.18. Рассмотрим механизм и системы двигателя.

Кривошипно-шатунный механизм служит для преобразования прямолинейного возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала; он состоит из цилиндра *10*, сверху закрытого головкой *8*, поршня *13*, движение от которого через поршневой палец *12* и шатун *15* передается коленчатому валу *1*. Уплотнение поршня в цилиндре достигается поршневыми кольцами *11*, расположенными в канавках на поверхности поршня.

Механизм газораспределения обеспечивает перезарядку цилиндра, т. е. очистку его от продуктов сгорания и заполнение свежей горючей смесью. Он состоит из всасывающего *6* и выхлопного *9* клапанов, распределительного вала *4* с шестернями *2* и *3*, толкателей с пружинами *14*, а также трубопроводов, по которым подводится свежая горючая смесь и отводятся выхлопные газы.

Топливная система предназначена для приготовления горючей смеси и подачи ее в цилиндр (карбюраторных или газовых двигателей). В дизеле топливо впрыскивается в цилиндр форсункой. В карбюраторном двигателе топливовоздушная смесь приготовляется до поступления в цилиндр в карбюраторе *5*. Кроме того, в топливную систему двигателя входят: топливный бак, топливопроводы, воздушный фильтр и др.

Система зажигания обеспечивает воспламенение горючей смеси в цилиндре. У карбюраторного двигателя эта система состоит из запальной свечи *7* и источника тока высокого напряжения. У дизеля системы зажигания нет. Благодаря высокой температуре воздуха, создающейся в конце процесса сжатия, впрыснутое в цилиндр топливо самовоспламеняется.

Система смазки обеспечивает подачу масла к трущимся деталям. Она состоит из резервуара для масла *16* (поддона картера), масляно-

[1] Тактом двигателя называется часть рабочего цикла, совершающаяся при перемещении поршня из одного крайнего положения в другое.

го насоса, фильтров для очистки масла и маслопроводов. Система охлаждения обеспечивает непрерывный отвод тепла от нагретых деталей двигателя. В качестве охлаждающих агентов обычно используют воздух и воду.

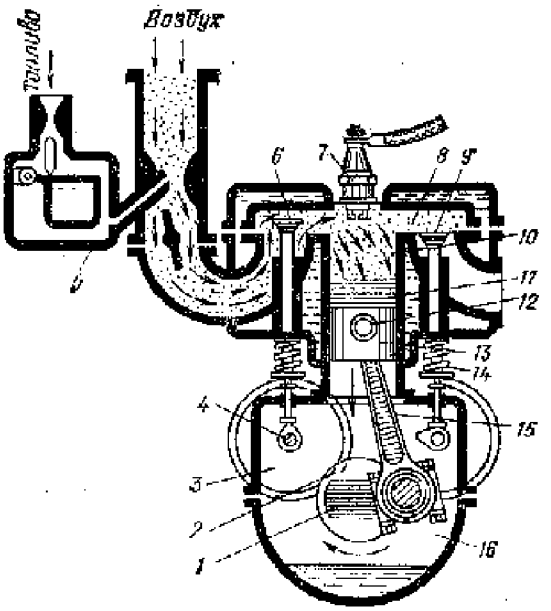


Рис. 1.18. Схема устройства четырехтактного карбюраторного двигателя

Пуск двигателя осуществляется с помощью системы запуска. Принцип действия четырехтактного поршневого д. в. с. показан на рис 1.19 и состоит в следующем. При движении поршня в направлении от клапанов (верхняя мертвая точка — ВМТ) вниз (нижняя мертвая точка — НМТ) в цилиндр засасывается горючая смесь через всасывающий клапан, находящийся в головке цилиндра. При обратном движении поршня горючая смесь сжимается. Клапан в период сжатия закрыт. В конце процесса сжатия в цилиндре происходит сгорание топлива. Далее протекает процесс расширения газов, причем поршень делает третий ход, совпадающий по направлению с первым ходом. Наконец, при четвертом, последнем ходе поршня, совпадающем по направлению со вторым, из цилиндра удаляются продукты сгорания через выхлопной клапан, который открывается в конце процесса расширения. Затем цилиндр снова заполняется свежей порцией горючей смеси и цикл повторяется.

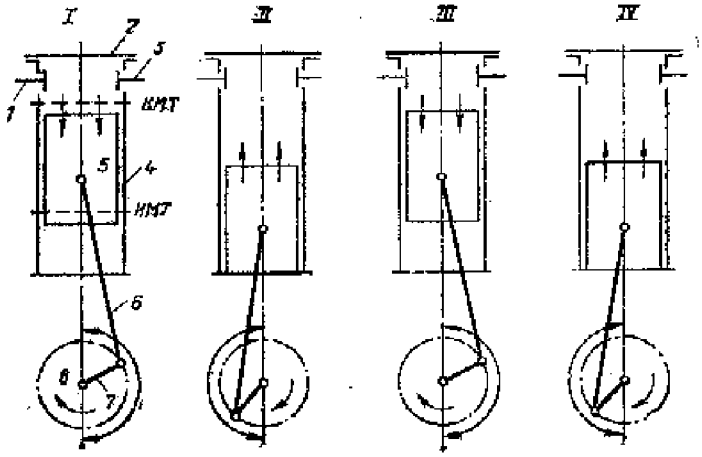


Рис. 1.19. Принцип действия четырехтактного двигателя внутреннего сгорания

I — такт всасывания; *II* — такт сжатия; *III* — рабочий такт; *IV* — такт выхлопа; *1* — цилиндр; *2* — поршень; *3* — шатун; *4* — кривошип; *5* — вал; *6* — головка цилиндра; *7* — всасывающий клапан; *8* — выхлопной клапан

Двигатели, у которых отсутствуют такты всасывания и выхлопа и рабочий процесс совершается за два хода поршня (такта), называют двухтактными. Такты выхлопа и всасывания заменяются здесь продувкой цилиндра, при которой продукты сгорания удаляются и цилиндр заполняется горючей смесью.

§ 22. Идеальные циклы двигателей внутреннего сгорания

Действительный (рабочий) процесс д. в. с. с некоторым упрощением можно показать на примере идеального цикла, при котором процесс сгорания заменяется подводом тепла извне q_1, процесс перезарядки цилиндра — теплоотводом q_2 и цикл становится, таким образом, круговым,

замкнутым. В качестве рабочего тела в таком двигателе рассматривается 1 кг идеального газа, изменение теплоемкости которого при осуществлении цикла не учитывается.

При таких допущениях можно условно считать, что двигатели работают по обратимым термодинамическим циклам и что результаты исследования их можно применять при изучении тепловых двигателей, вводя некоторые поправочные коэффициенты.

В настоящее время циклы д. в. с. различают по способу подвода тепла к рабочему телу: а) при $v=\text{const}$; б) при $p=\text{const}$ и в) со смешанным подводом тепла, т. е. при $v=\text{const}$ и $p=\text{const}$.

Цикл с подводом тепла при $v=\text{const}$ приближенно отражает действительный процесс двигателей с искровым зажиганием (автомобильных, авиационных и др.). Этот цикл состоит из двух адиабат и двух изохор (рис. I.20, *а*). Начальное состояние рабочего тела определяется точкой *1*. Кривая *1—2* изображает адиабатное сжатие. На участках *2—3* к газу при $v=\text{const}$ подводится тепло q_1, вследствие чего давление повышается; затем происходит адиабатное расширение газа (кривая *3—4*). В изохорном процессе *4—1* от газа отводится тепло q_2 и он возвращается в первоначальное состояние.

Термический КПД этого цикла определяют по формуле (приводится без вывода)

$$\eta_{tv}=1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \qquad (I.119)$$

где $\varepsilon=v_1/v_2$ — соотношение удельных объемов газа в начале и конце сжатия, называемое степенью сжатия.

Из формулы (I.119) видно, что термический КПД цикла с подводом тепла при $v=\text{const}$ зависит от степени сжатия и показателя адиабаты k рабочего тела, совершающего цикл. С увеличением степени сжатия термический КПД возрастает.

Цикл с подводом тепла при $p=\text{const}$ приближенно отражает действительный процесс тихоходного дизеля. Этот цикл состоит из двух адиабат, изобары, изохоры (рис. 1.20, *б*). Он был предложен инж. Дизелем в 1897 г.

Газ (воздух) из начального состояния *1* адиабатно сжимается (кривая *1—2*), в результате чего его температура повышается до температуры самовоспламенения топлива. В процессе при $p=\text{const}$ подводится тепло q_1, затем до точки *3* от точки *4* происходит адиабатное расширение. В изохорном процессе *4—1* от газа отводится тепло q_2 и он возвращается в первоначальное состояние.

Термический КПД цикла с подводом тепла при $p=\text{const}$ определяют по формуле

$$\eta_{tp}=1-\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\cdot\frac{\rho^k-1}{k(\rho-1)}, \qquad (I.120)$$

где $\rho=v_3/v_2$ — степень предварительного расширения.

Цикл со смешанным подводом тепла по сравнению с двумя описанными циклами ближе к реальным условиям сгорания топлива и более экономичен.

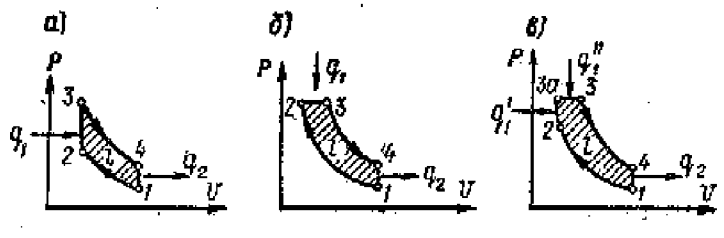


Рис. I 20. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания в координатах $p-v$

В цикле со смешанным подводом тепла (рис. I.20, *в*) после адиабатного сжатия (кривая *1—2*) подвод тепла происходит частично при $v=\text{const}$ на участке *2—3а* и частично при $p=\text{const}$ на участке *3а—3*. Затем газ адиабатно расширяется (кривая *3—4*) и после отвода тепла при $v=\text{const}$ на участке *4—1* возвращается в первоначальное состояние.

Термический КПД смешанного цикла определяют по формуле

$$\eta_{t\text{см}}=1-\frac{\lambda\rho^k-1}{\lambda-1+k\lambda(\rho-1)}\cdot\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \qquad (I.121)$$

где $\lambda=p_3/p_2$ — степень повышения давления.

Как видно из формулы (I.121), термический КПД цикла возрастает с увеличением ε и k и зависит от ρ и λ. Этот цикл лежит в основе работы всех современных бескомпрессорных дизелей.

§ 23. Действительный процесс и индикаторная диаграмма двигателя внутреннего сгорания

Рассмотрим действительный (рабочий) процесс четырехтактного карбюраторного двигателя по индикаторной диаграмме, приведенной на рис. I.21.

Процесс всасывания (первый такт). В начале такта поршень находится в ВМТ. В камере сгорания находятся продукты сгорания с давлением, несколько превышающим атмосферное (точка *r*). При движении поршня от ВМТ к НМТ цилиндр заполняется топливовоздушной смесью; при этом давление в цилиндре сначала уменьшается, а затем остается примерно постоянным. Процесс всасывания протекает при давлении, несколько меньшем, чем атмосферное (на индикаторной диаграмме *r—a*).

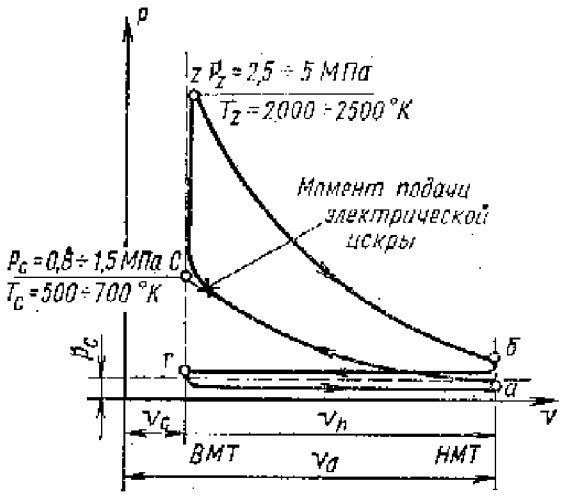


Рис. I.21. Индикаторная диаграмма четырехтактного карбюраторного двигателя

Процесс сжатия (второй такт). Поршень движется от НМТ к ВМТ; находящаяся в цилиндре топливовоздушная смесь подвергается при этом сжатию по линии *a—c*. Давление в конце сжатия в карбюраторных двигателях составляет 0,8—1,5 МПа и температура 500—700° К.

Процесс сгорания рабочей смеси и расширение (третий такт). Расширяясь, продукты сгорания перемещают поршень и совершают при этом механическую работу, которая передается коленчатому валу двигателя. На диаграмме третьему такту соответствует линии *c—z—б*. Теплота, выделяющаяся при сгорании, повышает температуру до 2000—2500 К и давление до 2,5—5 МПа.

Выхлоп отработанных газов (четвертый такт). Поршень движется от НМТ к ВМТ; процесс происходит по линии *б—r* при давлении 0,105—0,115 МПа. Температура выхлопных газов 800—1000° К.

§ 24. Мощность и коэффициент полезного действия двигателя внутреннего сгорания

Различают следующие виды мощности д. в. с.: индикаторную (внутреннюю) N_i, развиваемую рабочим телом в цилиндрах двигателя, эффективную N_e, получаемую на валу двигателя, и литровую $N_л$, отнесенную

к рабочему объему цилиндра. Индикаторная мощность двигателя N_i, Вт, определяется по формуле

$$N_i = \frac{\pi D^2 s p_i 2ni}{4\tau}, \quad (1.122)$$

где D — диаметр цилиндра, м;
s — ход поршня, м;
p_i — среднее индикаторное давление, Па;
n — число оборотов вала, об/с;
i — число цилиндров;
τ — тактность двигателя: для двухтактного двигателя $\tau=2$, четырехтактного $\tau=4$.

Величина $\frac{\pi D^2}{4} s = V_h$ является рабочим объемом цилиндра двигателя.

Эффективная мощность на валу меньше индикаторной на величину механических потерь и мощности, затраченной на привод вспомогательных механизмов (водяного и топливного насосов и др.). Эти потери оцениваются механическим КПД $\eta_м = N_e/N_i$. Для автотракторных двигателей $\eta_м = 0{,}8—0{,}9$.

Литровая мощность двигателя определяется соотношением

$$N_л = N_e/V, \quad (1.123)$$

где V — рабочий объем цилиндра, л.

Литровая мощность характеризует степень использования рабочего объема цилиндров двигателя и служит одним из показателей его конструкции.

Полноту использования тепла оценивают по величине индикаторного КПД η_i:

$$\eta_i = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{b_i Q_н^р}, \quad (1.124)$$

где b_i — индикаторный удельный расход топлива, кг/(кВт·ч);
$3{,}6 \cdot 10^3$ — тепловой эквивалент 1 кВт·ч, кДж/(кВт·ч).

Для карбюраторных двигателей $b_i = 0{,}25—0{,}3$; для дизелей $b_i = 0{,}32—0{,}45$. Значение $Q_н^р$ для всех видов жидкого топлива примерно одинаково и составляет около 40 000 кДж/кг.

Экономичность д. в. с. оценивается эффективным КПД η_e, который представляет собой отношение тепла, превращенного в эффективную (полезную) работу на валу, ко всему затраченному теплу:

$$\eta_e = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{b_e Q_н^р}, \quad (1.125)$$

Величина η_e у карбюраторных двигателей равна 0,25—0,29, у дизелей 0,30—0,38.

Экономичность двигателя часто оценивается непосредственно величиной удельного эффективного топлива b_e, кг/(э·кВт·ч), приходящегося на 1 кВт·ч:

$$b_e = B/N_e, \quad (1.126)$$

Удельный эффективный расход топлива b_e для современных карбюраторных двигателей при работе на номинальном режиме составляет 0,22—0,30 кг/(э·кВт·ч), а для дизеля 0,16—0,22 кг/(э·кВт·ч), т. е. примерно в 1,5 раза меньше.

§ 25. Двигатели внутреннего сгорания, применяемые в строительстве

В строительстве находят применение главным образом четырехтактные дизели типа КДМ, ЯАЗ и ЯМЗ и карбюраторные двигатели типа ЗИЛ.

На экскаваторах, бульдозерах и монтажных кранах устанавливают дизели тракторного типа КДМ. Мощность их составляет 60—75 кВт. Автомобильные краны К-51, К-52, МКА и др. оборудуют дизелями ЯАЗ мощностью 75—140 кВт. Автомобильные гидравлические краны АКГ и др. выпускают с карбюраторными двигателями ЗИЛ мощностью 70—75 кВт.

Карбюраторные двигатели характеризуются небольшими габаритными размерами и массой, стоимость их ниже стоимости дизелей одинаковой мощности. Дизели отличаются от карбюраторных двигателей меньшим удельным расходом топлива и большей надежностью в работе при резко переменных тяжелых нагрузках. Как дизели, так и карбюраторные двигатели не могут быть пущены в ход под нагрузкой. Поэтому исходным состоянием д. в. с. непосредственно перед их нагрузкой является работа с режимом холостого хода.

Для временных электростанций мощностью до 50 кВт применяются карбюраторные двигатели и дизели различных типов, для более крупных электростанций — дизели. Для привода стационарных компрессоров и строительных машин применяются дизели Д-108, АМ-01, СМД-14, КДМ-100, ЯАЗ-204, ЯМЗ-236.

Двигатель внутреннего сгорания является самым распространенным тепловым двигателем. Однако наряду с положительными качествами ему присущи следующие недостатки: сравнительно высокая стоимость эксплуатации; жесткие требования к качеству топлива; сравнительно малый срок службы (3000—4000 ч); чувствительность к перегрузкам; трудность эксплуатации при низких температурах; невозможность непосредственного реверсирования; высокий уровень шума.

Для более эффективного использования д. в. с. в случае большого расхождения между режимами работы д. в. с. и рабочего механизма применяют комбинированные установки, в которых д. в. с. приводит в движение электрический или гидравлический преобразователь (например, пневмоколесный кран с дизель-электрическим приводом).

Глава 6. КОМПРЕССОРЫ

§ 26. Классификация компрессоров

Компрессором называется машина, предназначенная для сжатия и перемещения воздуха, газов и паров.

Выпускаемые промышленностью компрессоры различаются по следующим основным признакам:

1) по создаваемому давлению — низкого давления $p_{изб}=0{,}2—1$ МПа; среднего давления $p_{изб}=1—10$ МПа; высокого давления $p_{изб}=10—100$ МПа; пределы давления даны для воздуха;

2) по принципу работы — объемные (поршневые, ротационные, зубчатые), лопастные (центробежные, осевые), струйные;

3) по роду сжимаемого газа — воздушные, газовые (кислородные, фреоновые и др.) и паровые;

4) по расположению оси цилиндра — горизонтальные, вертикальные, U-образные, W-образные;

5) по числу ступеней — одноступенчатые, двухступенчатые, многоступенчатые;

6) по числу цилиндров — одноцилиндровые, двухцилиндровые, многоцилиндровые;

7) по способу охлаждения цилиндров и промежуточных холодильников — с воздушным охлаждением (небольшие передвижные компрессоры), с водяным охлаждением (стационарные компрессоры);

8) по способу установки — стационарные и передвижные.

В строительстве применяются главным образом поршневые одно- и двухступенчатые компрессоры низкого давления (0,4—0,8 МПа) с воздушным охлаждением. Их производительность до 15 м³/мин. Привод компрессоров осуществляется через клиноременную передачу либо непосредственно от электрических двигателей или двигателей внутреннего сгорания.

§ 27. Устройство и принцип работы поршневых компрессоров

Сжатие газа в поршневых компрессорах происходит вследствие изменения объема газа в цилиндре при возвратно-поступательном движении поршня. Для получения сжатого воздуха давлением $p_{изб}=0{,}2—0{,}4$ МПа применяют одноступенчатые компрессоры, а для более высокого давления — двухступенчатые и многоступенчатые.

На рис 1.22 приведена конструкция поршневого двухступенчатого компрессора ЗИФ-55, а на рис. 1.23 — схема его работы. Как показано на схеме, воздух, пройдя фильтр, через клапаны засасывается в цилиндры первой ступени, где поршнем сжимается до $p_{изб}=0{,}2—0{,}25$ МПа и через клапаны нагнетается в промежуточный холодильник. Охлажденный воздух через клапаны засасывается в цилиндры второй ступени. После сжатия до $p_{изб}=0{,}5—0{,}7$ МПа сжатый воздух поступает через клапаны и трубопровод в ресивер. Ресивер предназначен для уменьшения пульсации давления, а также для сепарации масла и влаги из сжатого воздуха. Для безопасной эксплуатации установки и контроля за давлением сжатого воздуха на ресивере устанавливаются предохранительный клапан, манометр и запорная арматура.

Компрессор ЗИФ-55 имеет четыре расположенных U-образно цилиндра (два — первой ступени и два — второй). Между ступенями включен трубчатый промежуточный холодильник. Для увеличения поверхности охлаждения цилиндров они оребрены. Этот тип компрессора устанавливается на автоприцепе с приводом от карбюраторного четырехтактного двигателя ЗИЛ-157.

В строительстве применяют и другие передвижные компрессорные установки. На рис. 1.24 показана схема передвижной компрессорной установки. Основные элементы установки: двигатель внутреннего сгорания *1*; поршневой компрессор *2* производительностью 3—6 м³/мин при давлении 0,5—0,7 МПа; воздухосборник (ресивер) *3*; воздухопровод *4* для транспортировки сжатого воздуха к местам потребления; пневматические инструменты (обычно до шести единиц), присоединяемые к воздухосборнику с помощью шлангов.

При большом и постоянном потреблении сжатого воздуха строят стационарные компрессорные станции. Охлаждение цилиндров, промежуточных и конечных холодильников сжатого воздуха, компрессоров на этих станциях—водяное, проточное или оборотное. Для очистки всасываемого воздуха устанавливают воздушные фильтры. Они должны обладать малым сопротивлением движению воздуха, обеспечивать хорошую очистку его от пыли, быть удобными и надежными в эксплуатации. Компрессоры смазываются специальными маслами. Нарушение этого правила может привести к взрыву компрессора.

§ 28. Термодинамические основы работы поршневых компрессоров

При рассмотрении процессов, происходящих в поршневом компрессоре (рис. 1.25, *а*), принимаем: объем, описываемый поршнем, равен объему цилиндра; сопротивление во всасывающих и нагнетательных трактах отсутствует; состояние газа в процессе всасывания и нагнетания не изменяется; влияние внешнего давления на поршень отсутствует.

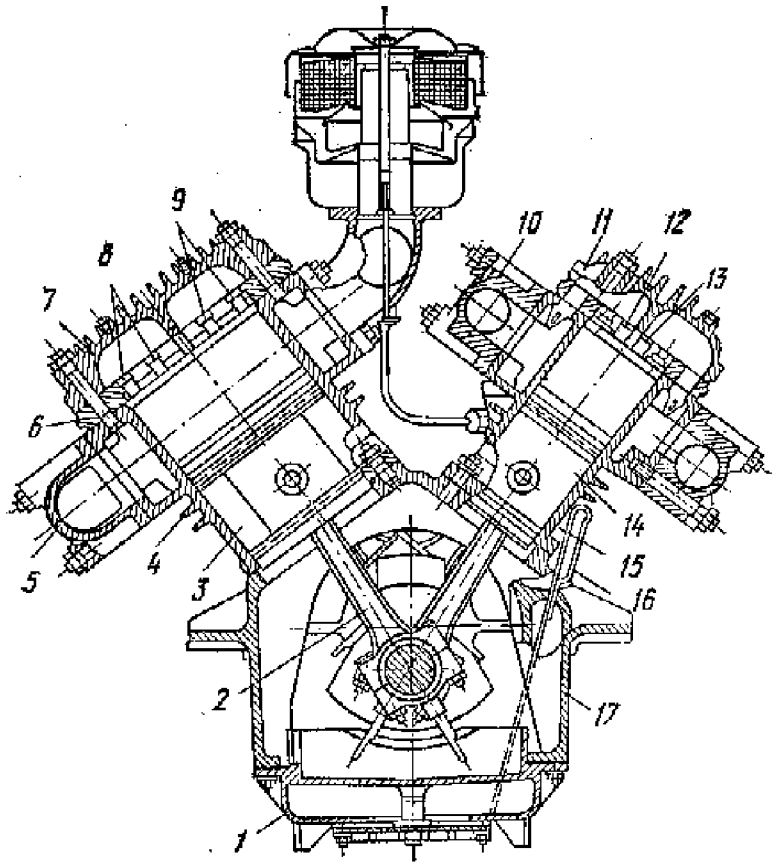


Рис. I.22. Конструкция компрессора ЗИФ

1 — поддон картера; *2* — шатун; *3, 4* — поршень и цилиндр I ступени; *5, 10* — нагнетательные коллекторы I и II ступеней; *6* — клапанная доска; *7, 11* — крышки цилиндров I и II ступеней; *8, 9* — всасывающий и нагнетательный клапаны I ступени; *12, 13* — всасывающий и нагнетательный клапаны II ступени; *14, 15* — поршень и цилиндр II ступени; *16* — маслоизмерная линейка; *17* — картер

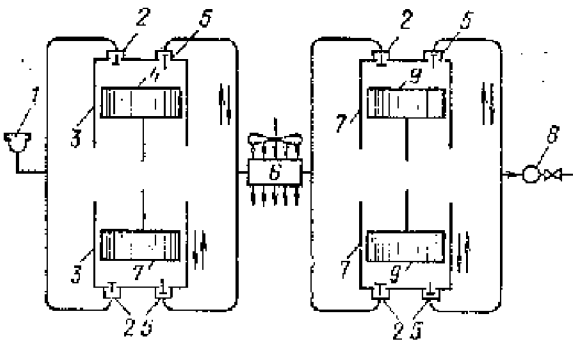


Рис. I.23. Схема работы компрессора ЗИФ

1 — фильтр; *2* — всасывающий клапан; *3* — цилиндр I ступени; *4* — поршень I ступени; *5* — нагнетательный клапан; *6* — промежуточный холодильник; *7* — цилиндр II ступени; *8* — ресивер; *9* — поршень II ступени

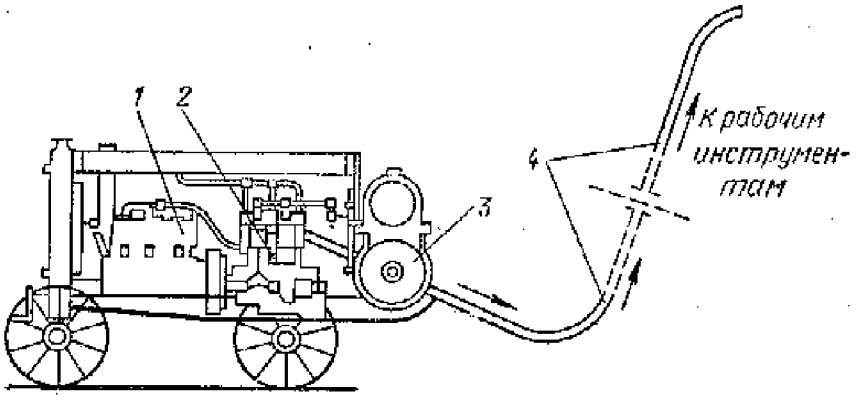


Рис. I.24. Схема передвижной компрессорной установки

При выводе формулы для определения затрачиваемой работы принимаем, что во время процесса сжатия в цилиндр поступает 1 кг воздуха.

На рис. I.25, *б* показана диаграмма работы поршневого компрессора в координатах $p - v$. Линия *0—1* отвечает процессу всасывания воздуха в цилиндр, линия *1—2* — сжатию и линия *2—3* — выталкиванию сжатого воздуха. Линия сжатия в зависимости от количества тепла, отбираемого от газа, может быть изотермой *1—2'*, адиабатой *1—2''* и политропой *1—2* с показателем $n \geqslant k$.

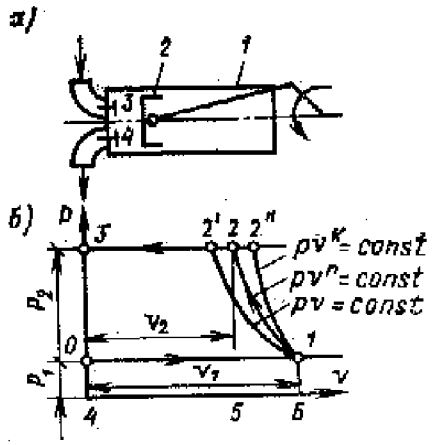


Рис. I.25. Схема и рабочая диаграмма одноцилиндрового компрессора

а — схема; *б* — рабочая диаграмма; *1* — цилиндр; *2* — поршень; *3* — всасывающий клапан; *4* — нагнетательный клапан

Известно, что площадь под линией процесса в p—v-диаграмме определяет работу. Следовательно, при изотермическом сжатии для получения заданного давления требуется затратить работы меньше, чем при адиабатном. Для уменьшения затрачиваемой работы цилиндр компрессора имеет систему охлаждения, с помощью которой от сжимаемого воздуха отводится тепло. Однако охлаждение цилиндра не обеспечивает полного отвода выделяющегося тепла, и потому процесс сжатия является политропным.

Абсолютное значение работы, затрачиваемой на сжатие 1 кг воздуха в одноцилиндровом идеальном компрессоре, графически изображается площадью *0—1—2—3—0* (см. рис. I.25, б) и является алгебраической суммой площадей:

пл. $(0—1—2—3—0)$ = пл. $(2—3—4—5—2)$ + пл. $(1—2—5—6—1)$ — пл. $(0—1—6—4—0)$,

где пл. $(2—3—4—5—2) = l_{выт} = p_2 v_2$ — выталкивание;

пл. $(1—2—5—6—1) = l_{ож} = \int_{v_1}^{v_2} p dv$ — сжатие;

пл. $(0—1—6—4—0) = l_{вс} = p_1 v_1$ — наполнение.

Таким образом, полная работа l, Дж/кг,

$$l = l_{выт} + l_{ож} - l_{вс} = p_2 v_2 + \int_{v_1}^{v_2} p dv - p_1 v_1. \qquad (I.127)$$

Величину работы компрессора в зависимости от характера (I.127) термодинамического процесса определим по уравнению (I.127). При изотермическом сжатии, т. е. когда $p_1 v_1 = p_2 v_2$, а

$$\int_{v_1}^{v_2} p dv = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1},$$

работа компрессора l_t, Дж/кг, при сжатии 1 кг воздуха

$$l_t = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \qquad (I.128)$$

При адиабатном сжатии $p_2 v_2 \neq p_1 v_1$ и

$$\int_{v_1}^{v_2} p dv = \frac{1}{k-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

работа компрессора $l_{ад}$, Дж/кг,

$$l_{ад} = p_2 v_2 + \frac{1}{k-1}(p_2 v_2 - p_1 v_1) - p_1 v_1 = \frac{k}{k-1}(p_2 v_2 - p_1 v_1) =$$

$$= \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \qquad (I.129)$$

При политропном процессе аналогично

$$l_п = \frac{n}{n-1}(p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]. \qquad (I.130)$$

Средняя величина показателя политропы «п», как правило, определяется по параметрам воздуха в начале и конце сжатия.

С точки зрения затраты наименьшей работы изотермический процесс сжатия является наиболее выгодным.

§ 29. Подача и мощность поршневых компрессоров

В действительных процессах на работу компрессора влияют: наличие вредного пространства, теплообмен между всасываемым воздухом и стенками цилиндра, сопротивление клапанов, утечки и др. Рабочий цикл, отражающий действительный процесс работы компрессора, записывается, так же как и рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания, индикатором.

Теоретическая подача $V_т$, м³/с, одноступенчатого компрессора определяется по формуле

$$V_т = \frac{\pi D^2}{4} Sn, \qquad (I.131)$$

где D — диаметр цилиндра, м;
S — ход поршня, м;
n — число оборотов вала компрессора, об/с.

Действительная подача $V_д$, м³/с, одноступенчатого компрессора равна

$$V_д = \eta_о V_т = \eta_о \frac{\pi D^2}{4} Sn, \qquad (I.132)$$

где $\eta_о$ — коэффициент подачи, представляющий отношение действительного объема подаваемого в трубопровод воздуха $V_д$ при параметрах окружающей среды к теоретической подаче компрессора $V_т$; величина коэффициента подачи примерно 0,7—0,85.

С увеличением создаваемого давления экономичность одноступенчатого поршневого компрессора падает. Для получения воздуха высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры, в которых процесс сжатия происходит последовательно в нескольких цилиндрах с промежуточным охлаждением воздуха в холодильниках-теплообменниках. Работа сжатия в многоступенчатом компрессоре может быть оценена как сумма сжатия в отдельных ступенях.

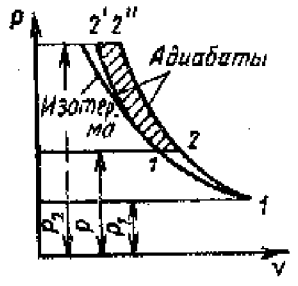


Рис. I.26. Диаграмма двухступенчатого сжатия с промежуточным охлаждением

На рис. I.26 графически представлен термодинамический процесс, происходящий в двухступенчатом компрессоре с промежуточным охлаждением. При двухступенчатом сжатии экономия работы показана заштрихованной площадью диаграммы $2—1'—2'—2''—2$.

Индикаторная мощность компрессора одинарного действия[1] N_i, Вт, определяется по формуле

$$N_i = \frac{p_i \pi D^2 S n}{4}, \qquad (I.133)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па;
D — диаметр цилиндра, м;
S — ход поршня, м;
n — число оборотов вала компрессора, об/с.

Индикаторную мощность компрессора двойного действия подсчитывают для каждого цилиндра отдельно, а затем полученные величины складывают.

Мощность на валу компрессора больше индикаторной на величину потерь трения в компрессоре:

$$N_к = N_i/\eta_м, \qquad (I.134)$$

где $\eta_м$ — механический КПД, для поршневого компрессора равен 0,85—0,95.

Компрессоры средней и малой подачи часто приводятся в движение от двигателя через ременную передачу. В таких установках мощность $N_д$ на валу двигателя превышает мощность на валу компрессора на величину потерь в передаче:

$$N_д = N_к/\eta_п, \qquad (I.135)$$

где $\eta_п$ — КПД передачи, равный 0,96—0,99.

Установленную мощность электродвигателя принимают больше расчетной на 10—20%, т. е.

$$N_{уст} = (1{,}1 - 1{,}2)\, N_д. \qquad (I.136)$$

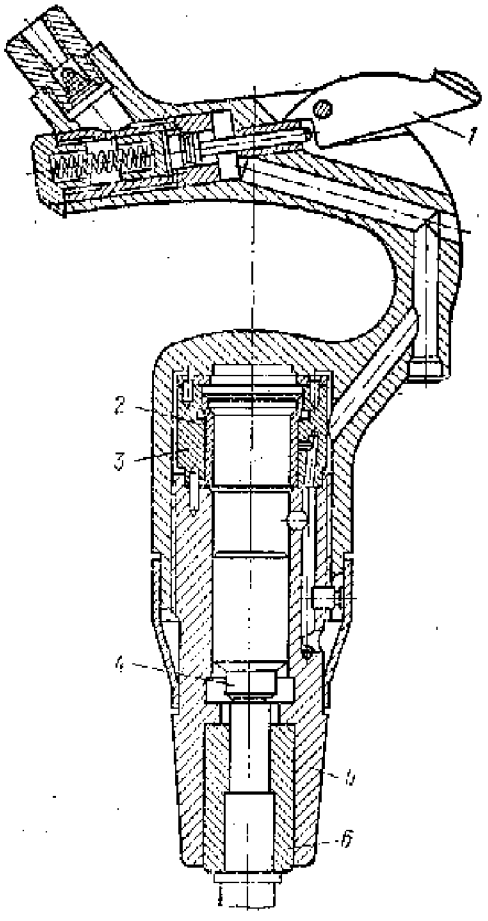


Рис. I.27. Пневматический молоток

§ 30. Область применения сжатого воздуха в строительстве

В строительстве сжатый воздух применяется для механизации многих трудоемких процессов (разборка старых сооружений, рыхление мерзлых грунтов и твердых пород, вскрытие дорожных покрытий, понижение уровня грунтовых вод и др.).

Сжатый воздух используется также для транспортировки строительных материалов, в пескоструйных аппаратах, для нанесения покрытий, подъема воды из подземных источников (эрлифты) и т. п. Сжатый воздух обладает рядом свойств, облегчающих его использование: он упруг, быстро передает колебания, прозрачен, легко поддается транспортировке, не конденсируется и не опасен в пожарном отношении.

[1] В компрессоре одинарного действия рабочая полость цилиндра с одной стороны поршня, как у большинства д. в. с., а в компрессоре двойного действия обе полости цилиндра (с обеих сторон поршня) являются рабочими.

К наиболее распространенным пневматическим инструментам, применяемым в строительстве, относятся молоток, трамбовка, сверлильная машина. Работа многих инструментов основана на ударном и вращательном действии их элементов. Пневматические инструменты различного назначения благодаря небольшой массе, простоте в обращении и безопасности в эксплуатации находят все более широкое применение.

На рис. 1.27 показан пневматический молоток, работа которого основана на ударном действии. Принцип его работы заключается в следующем. К молотку через шланг подводится сжатый воздух, который при нажатии на курок *1* поступает в воздухораспределительный механизм, состоящий из золотниковой коробки *3* и золотника *2*. Поступая в полость ствола *5*, воздух перемещает ударник *4* вверх и вниз по каналу ствола. Ударник, движущийся с большой скоростью, ударяет по хвостовику *6* вставленного инструмента.

К пневматическим инструментам, работа которых основана на вращении отдельных элементов, относятся пневматические ключи, щетки, напильники, дрели и др.

Глава 7. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТЕПЛООБМЕНА

§ 31. Общие сведения

Теория теплообмена — это наука о процессах переноса тепла. С теплообменом связаны многие явления, наблюдаемые в природе и технике. Ряд важных вопросов проектирования и строительства зданий и сооружений решается на основе теории теплообмена или некоторых ее положений. Знание закона теплообмена позволяет инженеру-строителю увязать толщину и материал ограждающих конструкций с отопительными устройствами, разработать новые строительные материалы и конструкции, более экономичные и способные надежно защищать человека от холода, решить и другие вопросы, которые возникают в процессе развития строительной техники.

§ 32. Виды передачи тепла

Теплообмен представляет собой сложный процесс, который можно расчленить на ряд простых процессов. Различают три элементарных принципиально отличных один от другого процесса теплообмена — теплопроводность, конвекцию и тепловое излучение.

Процесс теплопроводности происходит при непосредственном соприкосновении (соударении) частиц вещества (молекул, атомов и свободных электронов), сопровождающемся обменом энергии и их теплового движения. Такой процесс теплообмена может происходить в любых телах, но механизм переноса тепла зависит от агрегатного состояния тела. Теплопроводность жидких и в особенности газообразных тел незначительна. Твердые тела обладают различной теплопроводностью. Тела с малой теплопроводностью называют теплоизоляционными.

Процесс конвекции происходит лишь в жидкостях и газах и представляет собой перенос тепла в результате перемещения и перемешивания частиц жидкости или газа. Конвекция всегда сопровождается теплопроводностью.

Если перемещение частиц жидкости или газа обусловливается разностью их плотностей, то такое перемещение называют естественной конвекцией. При естественной конвекции нагретые объемы теплоносителя поднимаются, охладившиеся — опускаются. Например, отопительный прибор системы центрального отопления соприкасается с воздухом, который получает от него тепло и поднимается, уступая место более хо-

лодному воздуху. Таким образом, тепло вместе с воздухом передается от прибора в другие части помещения.

Если жидкость или газ перемещается с помощью насоса, вентилятора, эжектора и других устройств, то такое перемещение называют вынужденной конвекцией. Теплообмен происходит в этом случае значительно интенсивнее, чем при естественной конвекции.

Процесс теплового излучения состоит в переносе тепла от одного тела к другому электромагнитными волнами, возникающими в результате сложных молекулярных и атомных возмущений. Лучистая энергия возникает в телах за счет других видов энергии, главным образом тепловой. Электромагнитные волны распространяются от поверхности тела во все стороны. Встречая на своем пути другие тела, лучистая энергия может ими частично поглощаться, превращаясь снова в теплоту (повышая их температуру).

При изучении отдельных видов теплообмена используют следующие общие понятия и определения.

1. Перенос тепла от одного тела к другому, а также между частицами данного тела происходит только при наличии разности температур и направлен всегда в сторону более низкой температуры.

2. Количество теплоты, переносимой в единицу времени, называется тепловым потоком Q. Отношение Q к единице площади F, м^2, называется удельным тепловым потоком q, Вт/м^2:

$$q = Q/F. \tag{I.137}$$

3. Температурное состояние тела или системы тел можно охарактеризовать с помощью температурного поля, под которым понимается совокупность мгновенных значений температур во всех точках изучаемого пространства. Температура различных точек тела t определяется координатами x, y, z и временем τ. Поэтому в общем случае

$$t = f(x, y, z, \tau). \tag{I.138}$$

Температурное поле, которое изменяется с течением времени, называется нестационарным (неустановившимся). При этом тепловой режим и тепловой поток будут тоже нестационарными. Наглядным примером нестационарного температурного поля может служить температурное состояние стенок отопительной печи. Если температура в любой точке тела с течением времени не изменяется, то температурное поле называется стационарным (установившимся). В этом случае тепловой режим и тепловой поток будут также стационарными.

Стационарное температурное поле можно охарактеризовать зависимостью

$$t = f(x, y, z). \tag{I.139}$$

Простейшим температурным полем является одномерное стационарное поле, которое характеризуется изменением температуры в направлении одной координатной оси. Такое температурное поле можно выразить уравнением

$$t = f(x). \tag{I.140}$$

Примером одномерного температурного поля может служить распределение температуры в наружных строительных конструкциях, толщина которых по сравнению с прочими размерами невелика.

В дальнейшем мы ограничимся рассмотрением лишь стационарных и одномерных температурных полей как наиболее простых, но имеющих большое практическое значение в строительстве зданий.

4. Температурное поле в рассматриваемом теле или системе тел удобно характеризовать с помощью изотермических поверхностей, под которыми понимается геометрическое место точек с одинаковой температурой. Такие поверхности могут быть замкнуты или выходить на границы тела, но между собой никогда не пересекаются.

Если изотермические поверхности пересечь плоскостью, то на плоскости сечения получим изотермические линии, называемые изотермами (рис. I.28). Взаимное расположение изотерм наглядно характеризует распределение температур в теле и интенсивность изменения температуры в различных направлениях: чем чаще расположены изотермы, тем интенсивнее изменяется температура.

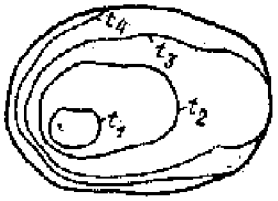


Рис. I.28. Линии изотерм

Наибольшее изменение температуры на единицу длины получается в направлении нормали к изотермическим поверхностям. Производная температуры по нормали к изотермической поверхности называется температурным градиентом и обозначается grad, его размерность — град/м.

§ 33. Закон Фурье и коэффициент теплопроводности

Закон Фурье (1822 г.) является основным законом теплопроводности, устанавливающим прямую пропорциональность между удельным тепловым потоком и температурным градиентом:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} = -\lambda \operatorname{grad} t, \qquad (I.141)$$

где λ — множитель пропорциональности, который называется коэффициентом теплопроводности, Вт/(м·К).

Знак минус указывает, что вектор теплового потока направлен в сторону, противоположную температурному градиенту. Из уравнения (I.141) видно, что коэффициент теплопроводности количественно равен удельному тепловому потоку при температурном градиенте, равном единице (изменение температуры в 1° С на единицу длины).

Коэффициент теплопроводности является важной теплофизической характеристикой вещества; чем больше λ, тем большей теплопроводностью обладает вещество. Коэффициент теплопроводности зависит от природы вещества, его структуры, влажности, наличия примесей, температуры и других факторов.

В практических расчетах коэффициент теплопроводности строительных материалов надлежит принимать по главе СНиП II-3-79 «Строительная теплотехника». Коэффициенты теплопроводности некоторых материалов приведены в прил. 1.

§ 34. Теплопроводность

Рассмотрим однослойную плоскую стенку толщиной δ (рис. I.29), коэффициент теплопроводности которой постоянен и равен λ. Температуры на границах стенки τ_1 и τ_2, причем пусть $\tau_2 < \tau_1$. Тепло распространяется только вдоль оси x. При этих условиях температурное поле в стенке будет одномерным и изотермическими поверхностями будут плоскости, параллельные поверхностям стенки.

Для слоя толщиной dx на основании закона Фурье (I.141) можно написать следующие уравнения теплопроводности:

$$q = -\lambda \frac{dt}{dx} \qquad (I.142)$$

или

$$dt = -\frac{q}{\lambda} dx. \qquad (I.142а)$$

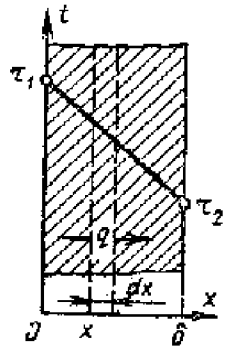


Рис. I.29. Теплопроводность однослойной плоской стенки

Проинтегрировав данное уравнение, получим

$$t = -\frac{q}{\lambda} x + C. \qquad (I.143)$$

Из уравнения (I.143) следует, что температура изменяется по толщине стенки по линейному закону.

Константа интегрирования C определяется из условий на границах стенки: если $x=0$, то $t=\tau_1$, откуда $C=\tau_1$. Если $x=\delta$, то $t=\tau_2$ и уравнение (I.143) принимает вид

$$\tau_2 = -\frac{q}{\lambda}\delta + \tau_1;$$

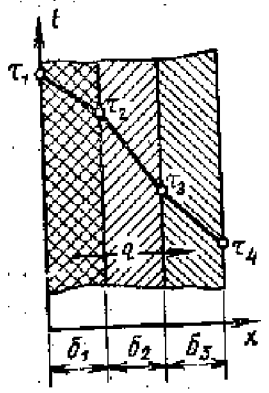


Рис. I.30. Теплопроводность многослойной плоской стенки

Окончательно получим q, Вт/м²:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(\tau_1 - \tau_2). \qquad (I.144)$$

Из уравнения видно, что удельный тепловой поток зависит от температурного перепада $\Delta\tau = \tau_1 - \tau_2$, поэтому можно написать:

$$q = \frac{\lambda}{\delta}\Delta\tau$$

или

$$q = \frac{\Delta\tau}{\delta/\lambda} = \frac{\Delta\tau}{R}, \qquad (I.145)$$

Отношение $\delta/\lambda = R$ называется термическим сопротивлением стенки.

Зная удельный тепловой поток q, можно определить общее количество тепла, переданного за 1 ч через стенки поверхности F, по формуле

$$Q = qF. \qquad (I.146)$$

Из формулы (I.146) видно, что общее количество тепла, переданного через однослойную плоскую стенку, пропорционально удельному тепловому потоку и площади поверхности стенки F.

Рассмотрим теплопроводность плоской многослойной стенки, состоящей из n материальных слоев, плотно прилегающих один к другому (рис. I.30). Каждый слой имеет заданную толщину δ_i и коэффициент теплопроводности λ_i. Многослойными являются, например, стены и перекрытия крупнопанельных и кирпичных зданий.

При стационарном тепловом режиме тепловые потоки, проходящие через каждый из слоев стенки, одинаковы. Поэтому, пользуясь формулой (I.144) для каждого слоя, можно написать

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(\tau_1 - \tau_2);\quad q = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(\tau_2 - \tau_3);\quad q = \frac{\lambda_3}{\delta_3}(\tau_3 - \tau_4),$$

откуда

$$\tau_1 - \tau_2 = q\frac{\delta_1}{\lambda_1};\quad \tau_2 - \tau_3 = q\frac{\delta_2}{\lambda_2};$$

$$\tau_3 - \tau_4 = q\frac{\delta_3}{\lambda_3}.$$

Просуммировав правые и левые части этих равенств, получим:

$$\tau_1 - \tau_4 = q\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}\right),$$

откуда q, Вт/м²,

$$q = \frac{\tau_1 - \tau_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{\Delta\tau}{R}, \qquad (I.147)$$

где $\Delta\tau$ — температурный перепад, т. е. разность температур наружных поверхностей стенки;
$R=R_1+R_2+R_3+\ldots+R_n$ — общее термическое сопротивление многослойной стенки, равное сумме термических сопротивлений отдельных слоев.

Для построения температурного поля многослойной стенки необходимо знать температуру на поверхности каждого слоя в отдельности, которая определится из следующих очевидных равенств:

$$q=\frac{\tau_1-\tau_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1}}=\frac{\tau_2-\tau_3}{\frac{\delta_2}{\lambda_2}} \text{ и т. д.}$$

Температурное поле многослойной стенки изобразится ломаной линией, как это показано на рис. I.30.

Тепловой поток Q, Вт, через многослойную плоскую стенку определяется по формуле

$$Q=\frac{\tau_1-\tau_{n+1}}{\sum_1^n R}F, \qquad (I.148)$$

Для расчета теплового потока через однослойную или многослойную цилиндрическую стенку, если толщина ее по сравнению с диаметром незначительна, можно пользоваться формулами для плоской стенки. При этом F подсчитывается как $F_{ср}=\pi d_{ср} l$, где $d_{ср}$ — средний диаметр цилиндра между наружной и внутренней поверхностями его стенки.

§ 35. Конвективный теплообмен

Тепловой поток Q, Вт, передаваемый при конвективном теплообмене, определяется по формуле Ньютона

$$Q=\alpha F(t_{ж}-\tau), \qquad (I.149)$$

где α — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплоотдачи;
$t_{ж}$ — температура теплоносителя, °С;
τ — температура поверхности стенки, °С;
F — поверхность соприкосновения теплоносителя со стенкой, м².

Приняв $F=1$ м², получим плотность теплового потока q, Вт/м²:

$$q=\alpha(t_{ж}-\tau). \qquad (I.150)$$

Из уравнения (I.150) можно определить разность $t_{ж}-\tau$ и температуру стенки τ:

$$\tau=t_{ж}-q\frac{1}{\alpha},$$

где $1/\alpha$ — термическое сопротивление стенки при теплоотдаче соприкосновением.

Формулу (I.149) можно использовать как при теплоотдаче от жидкости или газа к стенке, так и при теплоотдаче от стенки к жидкости или газу. В обоих случаях принимается абсолютное значение разности температур.

Коэффициент теплоотдачи α имеет единицу измерения Вт/(м²·К) и представляет собой количество тепла, проходящего в единицу времени от жидкости (газа) к стенке (или наоборот) через 1 м² поверхности при разности температур жидкости и стенки 1°. В отличие от коэффициента теплопроводности λ коэффициент теплоотдачи α — очень сложная величина, которой учитываются следующие факторы, обусловливающие протекание конвективного теплообмена: характер движения жидкости или газа (ламинарное или турбулентное) и природа его возникновения; скорость движения жидкости или газа w; физические параметры жидкости или газа (коэффициент теплопроводности λ, вязкость μ, плотность ρ, теплоемкость c_p, коэффициент объемного расширения β, температура

жидкости или газа и поверхности $t_ж$, т; форма Ф и линейные размеры омываемой жидкостью или газом поверхности l_1, l_2, l_3, ...).

Таким образом,

$$\alpha = f(w, \lambda, \mu, \rho, c_p, \beta, t_ж, \tau, Ф, l_1, l_2, l_3, \ldots),$$

Для определения величины α для различных случаев конвективного теплообмена предложено несколько эмпирических формул, имеющих, однако, ограниченную область применения. Значительно лучшие результаты дает определение величины α на основе эксперимента с использованием критериев подобия — безразмерных соотношений параметров, характеризующих физический процесс. Ниже приводятся некоторые «критерии подобия» для определения α и их краткая характеристика:

Критерий Нуссельта, $Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$; критерий Прандтля $Pr = \frac{\mu c_p g}{\lambda}$; критерий Рейнольдса $Re = \frac{wlp}{\mu}$; критерий Грасгофа $Gr = \frac{gl}{\nu^2}\beta\Delta t$.

Здесь $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ — коэффициент кинематической вязкости, м²/с;

g — ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²;

Δt — абсолютная величина — разность температур поверхности стенки и жидкости (или газа), между которыми происходит теплообмен, град.

Критерий Нуссельта Nu, или критерий теплоотдачи, характеризует интенсивность теплоотдачи на границе жидкость (или газ) — твердое тело и всегда является величиной искомой.

Критерий Рейнольдса Re представляет собой отношение сил инерции к силам внутреннего трения и характеризует гидродинамический режим движения жидкости. При $Re < 2300$ движение ламинарное, при $Re > 10^4$ — турбулентное, при $2300 < Re < 10^4$ режим движения переходный — от ламинарного к турбулентному.

Критерий Прандтля Pr характеризует физические свойства жидкости (или газа) и способность распространения тепла в жидкости (или газе).

Критерий Грасгофа Gr учитывает подъемные силы, возникающие в жидкости (или газе) вследствие разности плотностей их частиц и вызывающие так называемую свободную конвекцию.

В общем случае конвективного теплообмена критериальная зависимость имеет вид

$$Nu = f(Re, Gr, Pr), \qquad (I.151)$$

Критерии Re, Gr и Pr в этой зависимости являются определяющими критериями.

Применительно к вынужденному турбулентному движению жидкости (или газа) связь между критериями устанавливается следующим уравнением:

$$Nu = c\,Re^n\,Pr^m, \qquad (I.152)$$

где c, n, m — соответственно коэффициент и показатели степени, устанавливаемые опытным путем.

Для условий внутренних поверхностей ограждающих конструкций отапливаемых зданий критерии подобия объединяются уравнением

$$Nu = 0{,}135\,(Gr\,Pr)^{0{,}333}, \qquad (I.153)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи по уравнениям (I.152) и (I.153) подсчитывают числовое значение критериев, входящих в правую часть равенства, определяют критерий Нуссельта и из него — коэффициент теплоотдачи.

§ 36. Теплообмен излучением

Теплообмен излучением может происходить между телами, находящимися на больших расстояниях одно от другого. Отличным примером этого явления служит излучение Солнца на Землю. В технике теплообмен излучением имеет место в котлах, в системе отопления зданий, в сушильных агрегатах и т. п. При высоких температурах теплообмен излучением преобладает над остальными видами теплообмена и имеет в связи с этим важное значение. Лучеиспускание тела в пространстве может быть равномерным или направленным.

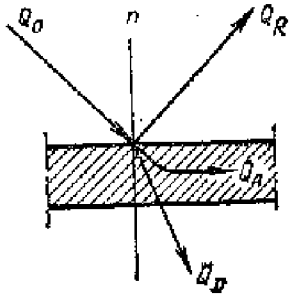


Рис. I.31. Схема распределения лучистой энергии, падающей на тело

Лучистая энергия, испускаемая на какое-либо тело, в зависимости от его физических свойств, формы и состояния поверхности частично поглощается этим телом и переходит в тепловую (а иногда в другие формы энергии), а остальная часть отражается и частично проходит через него (рис. I.31).

Обозначим через Q_0 общее количество лучистой энергии, падающей на тело, а через Q_A, Q_R и Q_D — соответственно количество лучистой энергии, поглощенной, отраженной и прошедшей через него:

$$Q_0 = Q_A + Q_R + Q_D. \qquad (I.154)$$

Тогда, разделив обе части равенства на Q_0, получим

$$\frac{Q_0}{Q_0} = \frac{Q_A}{Q_0} + \frac{Q_R}{Q_0} + \frac{Q_D}{Q_0};$$

или

$$1 = A + R + D, \qquad (I.155)$$

где $A = \frac{Q_A}{Q_0}$ — поглощательная способность тела;

$R = \frac{Q_R}{Q_0}$ — отражательная способность тела;

$D = \frac{Q_D}{Q_0}$ — пропускная способность тела.

Из приведенного рассмотрения следует, что величины A, R и D являются безразмерными коэффициентами поглощения, отражения и пропускания. В зависимости от конкретных физических свойств тела, его температуры и длины волны падающего излучения численные значения коэффициентов A, R и D могут быть различными, а в частных случаях и равными нулю.

Если $A=1$ (т. е. $R=D=0$), то тело полностью поглощает все падающие на него тепловые лучи и называется абсолютно черным. Абсолютно черных тел в природе нет ($A<1$). Свойствами, близкими к абсолютно черному телу, обладают нефтяная сажа ($A=0{,}9-0{,}96$), вода и лед ($A=0{,}92-0{,}95$), черное сукно ($A=0{,}98$), черный бархат ($A=0{,}955$).

Если $R=1$ (т. е. $A=D=0$), то тело полностью отражает падающие на него тепловые лучи. Такое тело называется зеркальным (если отражение правильное, не рассеянное) либо абсолютно белым (если отражение рассеянное — диффузное). К числу тел, близких по свойствам к абсолютно белому телу, относится ряд металлов (золото, медь и др.). Для полированных металлов $R=0{,}95-0{,}97$. Белая оштукатуренная наружная поверхность стены хорошо отражает солнечные (видимые) лучи, а невидимые тепловые лучи интенсивно ею поглощаются.

Если $D=1$ (т. е. $A=R=0$), то тело пропускает через себя все падающие на него лучи. Такое тело называется абсолютно проницаемым (прозрачным), или диатермичным. Воздух — практически прозрачная среда, твердые тела и жидкости непрозрачны. Многие тела прозрачны только для определенных волн. Так, оконное стекло пропускает световые лучи и почти непрозрачно для ультрафиолетового и длинноволнового инфракрасного излучения.

Основные законы теплового излучения. Закон Стефана—Больцмана. И. Стефан (1879 г.) экспериментально, а Л. Больцман (1881 г.) теоретически установили связь излучательной способности абсолютно черного тела E_0 с температурой. В технических расчетах закон Стефана — Больцмана используется в следующем виде:

$$E_0 = C_0 \left(\frac{T}{100} K\right)^4, \qquad (I.156)$$

где C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, равный 5,68 Вт/(м²·К⁴).

Реальные тела, называемые обычно серыми, по интенсивности излучения отличаются от абсолютно черного тела, но закон Стефана — Больцмана применим и к серым телам, если учесть степень их черноты:

$$a = E/E_0,$$

где E — излучательная способность серого тела;
E_0 — излучательная способность абсолютно черного тела.

Применительно к реальным телам закон Стефана—Больцмана приобретает следующий вид:

$$E = aE_0 = aC_0 (T/100)^4 = C (T/100)^4, \qquad (I.157)$$

где $C=aC_0$ — коэффициент излучения.

Величина степени черноты a зависит главным образом от природы тела, температуры и состояния его поверхности (гладкая или шероховатая). Например, чистые стальные и чугунные поверхности при $t=20°$ С имеют $a=0{,}05—0{,}45$, кирпич красный при той же температуре имеет $a=0{,}93$, а оштукатуренная известковая поверхность при $t=10—90°$ С имеет $a=91$.

Закон Ламберта. По закону, установленному Ламбертом, максимальное излучение единицей поверхности происходит по направлению нормали к ней. Если Q_n — количество энергии, излучаемое по нормали к поверхности, а Q_φ — по направлению, образующему угол φ с нормалью, то, по закону Ламберта,

$$Q_\varphi = Q_n \cos\varphi, \qquad (I.158)$$

Таким образом, закон Ламберта определяет зависимость излучаемой телом энергии от ее направления.

Закон Кирхгофа. По закону Кирхгофа отношение излучательной способности E к его поглощательной способности A для всех тел одинаково и равно излучательной способности абсолютно черного тела E_0 при той же температуре и зависит только от температуры, т. е.

$$E/A = E_0 = f(T). \qquad (I.159)$$

Так как $E/E_0=a$, то для всех серых тел $A=a$, т. е. поглощательная способность тела численно равна степени его черноты.

Различные случаи теплообмена излучением. Рассмотрим случай теплообмена излучением между двумя стенками, имеющими большую поверхность и расположенными параллельно на небольшом расстоянии одна от другой (рис. I.32), т. е. так, что излучение каждой стенки полностью попадает на противоположную. Пусть температуры поверхности стенок постоянно поддерживаются равными T_1 и T_2, причем $T_1>T_2$, а коэффициенты поглощения стенок равны соответственно A_1 и A_2, причем $A_1=a_1$, $A_2=a_2$, т. е. коэффициенты поглощения и степени черноты

соответственно равны. Для этого случая на основании закона Стефана — Больцмана получим Q_{1-2}, Вт:

$$Q_{1-2} = C_{пр}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]F, \qquad (I.160)$$

где $C_{пр}$ — приведенный коэффициент излучения, Вт/(м²·К);

$$C_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_0}}. \qquad (I.161)$$

Здесь C_1 и C_2 — константы излучения тел, между которыми происходит процесс лучистого теплообмена.

Уравнение (I.160) можно использовать для расчета теплообмена излучением между телами, одно из которых имеет выпуклую форму и окружено поверхностью другого, т. е. находится в замкнутом пространстве (рис. I.33). Однако в этом случае

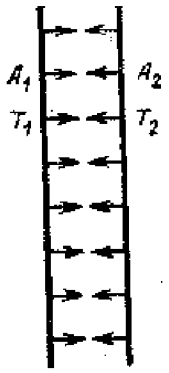


Рис. I.32. Теплообмен излучением между двумя параллельными стенками

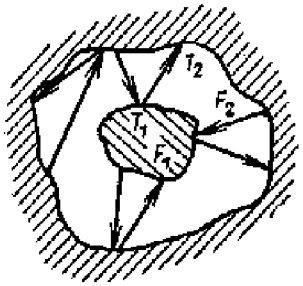


Рис. I.33. Теплообмен излучением между двумя телами, из которых одно находится внутри другого

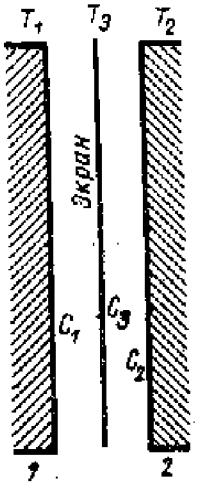


Рис. I.34. Теплообмен излучением при наличии экрана

$$C_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F_1}{F_2}\left(\frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}\right)}, \qquad (I.161а)$$

где F_1 и F_2 — поверхность первого и второго тел, участвующие в лучистом теплообмене.

При произвольном расположении тел (поверхностей), между которыми происходит теплообмен излучением Q_{1-2}, Вт, расчетная формула принимает вид

$$Q_{1-2} = C_{пр}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]F_1\,\bar{\varphi}_{1-2}, \qquad (I.162)$$

В данном случае $C_{пр} = C_1C_2/C_0$, а коэффициент $\bar{\varphi}$ (так называемый угловой коэффициент или коэффициент облучения) — величина безразмерная, зависящая от взаимного расположения, формы и размеров поверхностей и показывающая долю лучистого потока, которая падает на поверхность F_2 от всего потока, отдаваемого поверхностью F_1 лучеиспусканием.

В строительной практике иногда возникает необходимость уменьшить интенсивность теплообмена излучением. Одним из эффективных средств уменьшения интенсивности теплообмена служат защитные экраны (рис. I.34), выполненные из материалов с малой поглощательной и большой отражательной способностями.

При наличии экрана лучистое тепло последовательно передается от стенки к экрану, а от экрана к другой стенке. Если экран и стенки, ме-

жду которыми он находится, по материалу и качеству поверхности не отличаются, то один экран уменьшит поток в 2 раза, два параллельных экрана — в 3 раза и n экранов — в $(n+1)$ раз.

Но если поверхность экрана имеет очень небольшой коэффициент поглощения и хорошо отражает лучистую энергию, например никелированный лист с $A=0{,}05$ или полированный тонкий лист алюминия с $A=0{,}26$, то один экран может уменьшить тепловой поток в 10—30 раз.

Экраны целесообразно использовать в воздушных прослойках наружных ограждений для уменьшения передачи тепла излучением, где этот вид теплообмена составляет 70—80%.

§ 37. Сложный теплообмен и теплопередача

Сложный теплообмен. Рассмотренные элементарные виды теплообмена (теплопроводность, конвекция и тепловое излучение) на практике, как правило, протекают одновременно. Конвекция, например, всегда сопровождается теплопроводностью, излучение часто сопровождается конвекцией. Сочетание различных видов теплообмена может быть весьма разнообразным, и роль их в общем процессе неодинакова. Это так называемый сложный теплообмен. Процесс теплообмена между стенкой и омывающим ее газом является типичным примером сложного теплообмена — совместного действия конвекции, теплопроводности и теплового излучения.

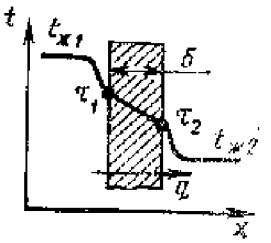


Рис. I.35. Теплопередача через плоскую стенку

В теплотехнических расчетах при сложном теплообмене часто пользуются общим (суммарным) коэффициентом теплоотдачи α_0, представляющим собой сумму коэффициентов конвективной теплоотдачи $\alpha_к$ и лучистой теплоотдачи $\alpha_л$, т. е.

$$\alpha_0 = \alpha_к + \alpha_л. \qquad (I,163)$$

В этом случае расчетная формула для определения теплового потока q, Вт/м^2, имеет вид

$$q = (\alpha_к + \alpha_л)(t_ж - \tau) = \alpha_0 (t_ж - \tau). \qquad (I,164)$$

Если стенка омывается капельной жидкостью, например водой, то

$$\alpha_л = 0 \text{ и } \alpha_0 = \alpha_к.$$

Теплопередача. В теплотехнике часто тепловой поток от одной жидкости (или газа) к другой передается через стенку. Такой суммарный процесс теплообмена, в котором теплоотдача соприкосновением является необходимой составной частью, называется теплопередачей. Расчетные уравнения теплопередачи зависят от формы стенки, разделяющей теплоносители.

Рассмотрим теплопередачу через плоскую однослойную стенку. Примем, что тепловой поток направлен слева направо, температура нагретой среды $t_{ж.1}$, температура холодной среды $t_{ж.2}$. Температуры поверхностей стенки неизвестны; обозначим их буквами τ_1 и τ_2 (рис. I.35).

Передача тепла в рассматриваемом примере представляет собой процесс сложного теплообмена и состоит как бы из трех этапов: теплоотдача от нагретой среды (жидкости или газа) левой поверхности стенки, теплопроводность через стенку и теплоотдача от правой поверхности стенки к холодной среде (жидкости или газу). При этом, очевидно, удельные тепловые потоки в трех указанных этапах одни и те же, если стенка плоская и режим теплообмена стационарный.

Напишем три известных уравнения теплового потока.

1. Уравнение теплоотдачи от нагретой среды (жидкости или газа) поверхности стенки

$$q = \alpha_1 (t_{ж.1} - \tau_1); \tag{I.165}$$

2. Уравнение теплопроводности через стенку

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (\tau_1 - \tau_2); \tag{I.166}$$

3. Уравнение теплоотдачи от правой поверхности стенки к холодной среде (жидкости или газу)

$$q = \alpha_2 (\tau_2 - t_{ж.2}); \tag{I.167}$$

Решив эти уравнения относительно частных температурных напоров, получим:

$$\left.\begin{aligned} t_{ж.1} - \tau_1 &= q \frac{1}{\alpha_1}; \\ \tau_1 - \tau_2 &= q \frac{\delta}{\lambda}; \\ \tau_2 - t_{ж.2} &= q \frac{1}{\alpha_2}; \end{aligned}\right\} \tag{I.168}$$

Сложив почленно эти уравнения, получим полный температурный напор

$$t_{ж.1} - t_{ж.2} = q \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right), \tag{I.169}$$

откуда удельный тепловой поток

$$q = \frac{t_{ж.1} - t_{ж.2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k (t_{ж.1} - t_{ж.2}). \tag{I.170}$$

Величина k называется коэффициентом теплопередачи и представляет собой мощность теплового потока, проходящего от более нагретой среды к менее нагретой через 1 м^2 поверхности стенки за 1 ч при разнице температур между средами 1°С. Величина, обратная коэффициенту теплопередачи, называется термическим сопротивлением теплопередаче и обозначается R, м$^2 \cdot$ К/Вт.

Согласно определению k и R, имеем

$$\frac{1}{k} = R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}; \tag{I.171}$$

Эта формула показывает, что общее термическое сопротивление равно сумме частных.

Из уравнения (I.168) можно получить:

$$\left.\begin{aligned} \tau_1 &= t_{ж.1} - \frac{q}{\alpha_1}; \\ \tau_2 &= \tau_1 - q \frac{\delta}{\lambda}; \\ t_{ж.2} &= \tau_2 - \frac{q}{\alpha_2}; \end{aligned}\right\} \tag{I.172}$$

По этим уравнениям можно вычислить температуры по направлению теплового потока при теплопередаче k, Вт/м$^2 \cdot$°С, через однослойную стенку,

Если стенка не однослойная, а состоит из нескольких слоев с различной толщиной δ_1, δ_2, δ_3, ..., δ_n и коэффициенты теплопроводности λ_1, λ_2, λ_3, ..., λ_n, то аналогично формулам (I.170) и (I.171) будем иметь:

$$q = \frac{t_{ж.1} - t_{ж.2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}; \qquad (I.173)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}; \qquad (I.174)$$

$$\frac{1}{k} = R = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \qquad (I.175)$$

где $\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — сумма термических сопротивлений слоев плоской стенки.

Количество тепла Q, Вт, переходящего от одной среды к другой через площадь F любой стенки за 1 ч, будет равно

$$Q = kF\,(t_{ж.1} - t_{ж.2}) = \frac{F\,(t_{ж.1} - t_{ж.2})}{R}, \qquad (I.176)$$

Для расчета теплового потока при теплопередаче через цилиндрическую стенку незначительной толщины можно, как и при оценке теплопроводности, пользоваться формулами для плоской стенки. Только при большой разности диаметров (например, для труб, покрытых толстым слоем изоляции), когда соотношение $d_н/d_{вн} > 2$, эти формулы неприменимы.

§ 38. Термическое сопротивление и температура поверхностей наружных ограждений здания

При разработке проекта отапливаемого здания уделяется большое внимание конструкции наружных ограждений и оценке их термического сопротивления. Правильно выбранная конструкция ограждения и строго обоснованная величина его термического сопротивления $R_0 = \frac{1}{k}$ обеспечивают, с одной стороны, требуемый микроклимат, т. е. санитарно-гигиенические условия, необходимые для пребывания человека в помещениях проектируемого здания, и, с другой стороны, экономичность конструкций здания.

Во всех отапливаемых зданиях величина термического сопротивления ограждений, кроме остекления, должна быть такой, чтобы у людей, находящихся вблизи наружных ограждений, не увеличивался значительно лучистый теплообмен между телом и одеждой и наружными ограждениями.

Уравнение (I.175) применительно к наружному ограждению здания можно написать в виде

$$R_0 = R_в + \Sigma R_т + \Sigma R_{в.п} + R_н, \qquad (I.177)$$

где $R_в = 1/\alpha_в$ — сопротивление тепловосприятию внутренней поверхности, (м²·К)/Вт;
$\Sigma R_т$ — суммарное термическое сопротивление всех материальных слоев ограждения, (м²·К)/Вт;
$\Sigma R_{в.п}$ — суммарное термическое сопротивление воздушных прослоек, (м²·К)/Вт;
$R = 1/\alpha_н$ — сопротивление теплоотдаче наружной поверхности, (м²·К)/Вт.

Расчетные величины $\alpha_в$, $\alpha_н$ и $R_{вп}$, установленные в главе СНиП II-3-79, приведены в табл. I.1 и I.2.

Таблица I.1. Расчетные величины коэффициентов тепловосприятия $\alpha_в$ и теплоотдачи $\alpha_н$

Поверхности ограждения и их расположение	$\alpha_в$, Вт/(м²·К)	Поверхности ограждений и их расположение	$\alpha_н$, Вт/(м²·К)
Внутренние поверхности стен, полов и гладких потолков, а также потолков с выступающими ребрами, отношение высоты которых к расстоянию между ними составляет $h/a<0,3$	8,7	Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, перекрытия над холодными с ограждающими стенками подпольями и холодными этажами в Северной строительно-климатической зоне	17
$h/a>0,3$	7,6	Перекрытия чердачные и над неотапливаемыми подвалами со световыми проемами в стенах	12
При потолках с кессонами, если a – меньшая сторона кессона	7	Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенные выше уровня земли, и над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	6
Наружные стены, покрытия, перекрытия над проездами и над холодными без ограждающих стенок подпольями в Северной строительно-климатической зоне	23		

Таблица I.2. Термическое сопротивление замкнутых воздушных прослоек $R_{в.п}$, (м²·К)/Вт

Поток тепла в прослойках	Толщина, мм	Температура в прослойке, °С: положительная	Температура в прослойке, °С: отрицательная
Для горизонтальных, снизу вверх и для вертикальных	10	0,13	0,15
	20	0,14	0,16
	30	0,14	0,16
	50	0,14	0,17
	100	0,15	0,18
	150	0,16	0,18
Для горизонтальных, сверху вниз	10	0,13	0,16
	20	0,16	0,19
	30	0,16	0,21
	50	0,17	0,22
	100	0,18	0,23
	150	0,19	0,24

Примечание. Величины $R_{в.п}$, приведенные в табл. I.2, определены при разности температур на поверхности прослоек, равной 10° С. При меньшей разности температур величину $R_{в.п}$ надо умножить на 1,05—1,2.

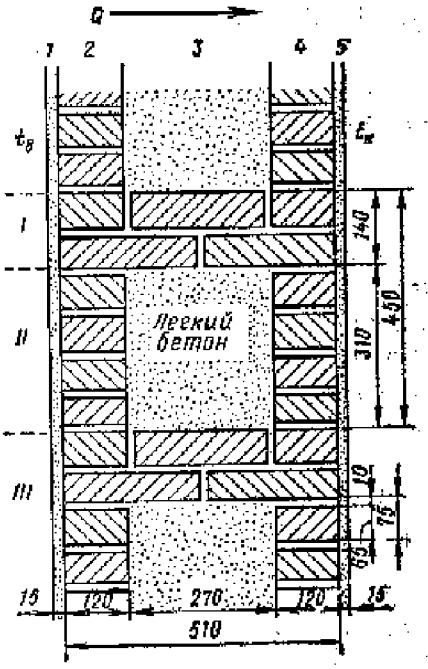


Рис. I.36. Вертикальный разрез кирпичной стены комбинированной кладки

Термическое сопротивление $R_т$, (м²·К)/Вт, отдельных слоев ограждения определяют по формуле

$$R_т = \delta/\lambda, \qquad (I.178)$$

где δ — толщина отдельного слоя многослойного ограждения, м;
λ — коэффициент теплопроводности материала, принимаемый по СНиП II-3-79 (см. прил. 1).

Термическое сопротивление ограждений, в которых материал неоднороден как в направлении, параллельном тепловому потоку, так и в перпендикулярном ему направлении (разного вида пустотелые блоки и камни, кладка с утепляющими вкладышами (рис. I.36) и т. п.), надлежит определять расчетом следующим образом.

А. Плоскостями, параллельными направлению теплового потока, ограждение разрезается на характерные в теплотехническом отношении участки, состоящие из одного или нескольких слоев. Термическое сопротивление таких ограждений R_{II} вычисляется по формуле

$$R_{II} = \frac{F_I + F_{II} + F_{III} + \dots + F_n}{\frac{F_I}{R_I} + \frac{F_{II}}{R_{II}} + \frac{F_{III}}{R_{III}} + \dots + \frac{F_n}{R_n}}, \qquad (I.179)$$

Таблица 1.3. **Нормируемые величины температурного перепада $\Delta t^н$, °С**

№ п.п.	Помещения	Для наружных стен	Для покрытий и чердачных перекрытий
1	Жилые, а также помещения общественных зданий (больницы, детские ясли-сады)	6	4
2	Помещения поликлиник и школ	6	4,5
3	Помещения общественных зданий (за исключением указанных в пп. 1 и 2): административных зданий, а также вспомогательных зданий и помещений промышленных предприятий, за исключением помещений с влажным и мокрым режимами	7	5,5
4	Отапливаемые помещения производственных зданий с расчетной относительной влажностью внутреннего воздуха 50—60%	8	7

где R_{I}, R_{II}, R_{III}, ..., R_n — термические сопротивления отдельных характерных участков, вычисленные по формуле (1.178), но без сопротивления $R_в$ и $R_н$, (м²·К)/Вт; $F_{\text{т}}$, F_{II}, F_{III}, ..., F_n — площади отдельных участков по поверхности ограждения, м².

Б. Плоскостями, перпендикулярными направлению теплового потока, ограждение разрезается на слои, из которых одни могут быть однородными и состоять только из одного материала, а другие — из нескольких различных материалов.

Для слоя, состоящего из нескольких различных материалов, определяем его средний коэффициент теплопроводности по формуле

$$\lambda_{\text{ср}} = \frac{\lambda_{\text{I}} F_{\text{I}} + \lambda_{\text{II}} F_{\text{II}} + \lambda_{\text{III}} F_{\text{III}} + \cdots + \lambda_n F_n}{F_{\text{I}} + F_{\text{II}} + F_{\text{III}} + \cdots + F_n}, \qquad (I.180)$$

где λ_{I}, λ_{II}, λ_{III} — коэффициенты теплопроводности материалов слоя;
F_{I}, F_{II}, F_{III} — площади, занимаемые материалами по поверхности слоя, м².

Термическое сопротивление всего ограждения $R_{\perp}$ получают суммированием термических сопротивлений отдельных слоев.

После получения величин R_{II} и $R_{\perp}$ действительное термическое сопротивление ограждения вычисляется по формуле

$$R = \frac{R_{\text{II}} + 2R_{\perp}}{3}, \qquad (I.181)$$

Термическое сопротивление ограждений, имеющих выступы в плане, а также ограждения, R_{II} которых превышает $R_{\perp}$ больше чем на 25%, определяется на основании расчета температурного поля.

Термическое сопротивление наружных ограждений отапливаемых зданий должно быть не менее требуемого термического сопротивления $R_0^{\text{тр}}$, (м²·К)/Вт, которое определяется с учетом санитарно-гигиенических требований, предъявляемых к помещениям здания, по формуле

$$R_0^{\text{тр}} = \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})}{\Delta t^{\text{н}} \alpha_{\text{в}}} = \frac{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})\, nR_{\text{в}}}{\Delta t^{\text{н}}}, \qquad (I.182)$$

где $t_{\text{в}}$ — расчетная температура внутреннего воздуха, принимаемая в зависимости от назначения помещения по СНиП соответствующего здания (см. прил. 3);
$t_{\text{н}}$ — расчетная зимняя температура наружного воздуха в районе постройки, принимаемая с учетом массивности ограждения, равная: для ограждений «массивных» — средней температуре наиболее холодной пятидневки; для ограждений «легких» — средней температуре наиболее холодных суток; для ограждений «средней» массивности — средней из температур для «массивных» и «легких» ограждений; для перекрытий над подвалами и подпольями — средней температуре наиболее холодной пятидневки независимо от степени массивности перекрытия (см. прил. 2);

$\Delta t^н$ — величина нормируемого температурного перепада между температурами внутреннего воздуха здания $t_в$ и внутренней поверхности ограждения $\tau_в$ (табл. 1.3);
n — коэффициент, учитывающий положение внешней стороны наружного ограждения по отношению к наружному воздуху (табл. 1.4).

Для наружных дверей и ворот, а также для полов на грунте и на лагах $R_0^{тр}$ не нормируется. Для остекленных поверхностей наружных ограждений величина $R_0^{тр}$, а также число стекол в таких ограждениях должно удовлетворять требованиям СНиП «Ограждающие конструкции. Нормы проектирования».

Величина требуемого термического сопротивления перекрытия над проездами неотапливаемыми подвалами или подпольями определяется по формуле (1.182), причем температурный перепад $\Delta t^н$ принимается согласно СНиП II.3-79 равным 2° С для полов жилых зданий, больниц, детских яслей-садов и 2,5° С — для полов других общественных зданий.

Степень массивности наружных ограждений определяется по характеристике их тепловой инерции D. Ограждения считаются массивными, если $D=7$ и более, средней массивности, если $D=4—7$, и легкими при $D\leqslant 4$.

Величина характеристики тепловой инерции ограждающих конструкций должна вычисляться по формуле

Таблица 1.4. **Значения коэффициента n**

№ п.п.	Характеристика ограждающих конструкций	n
1	Наружные стены и покрытия, перекрытия чердачные (с кровлей из штучных материалов) и над проездами; перекрытия над холодными без ограждающих стенок подпольями в Северной строительно-климатической зоне	1
2	Перекрытия над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, перекрытия чердачные (с кровлей из рулонных материалов); перекрытия над холодными с ограждающими стенками подпольями и холодными этажами в Северной строительно-климатической зоне	0,9
3	Перекрытия над неотапливаемыми подвалами со световыми просмаками в стенах	0,75
4	Перекрытия над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенные выше уровня земли	0,6
5	Перекрытия над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли	0,4

$$D = R_1 s_1 + R_2 s_2 + \cdots + R_n s_n, \qquad (I.183)$$

где R_1, R_2, ..., R_n — термическое сопротивление отдельных слоев ограждения, (м²×К)/Вт;
s_1, s_2, ..., s_n — коэффициенты теплоусвоения материала слоев ограждения при периоде колебаний теплового потока $z=24$ ч, Вт/(м²·К); значения s приведены в прил. 1.

Коэффициент теплоусвоения материала s зависит от коэффициента теплопроводности его λ, удельной теплоемкости c и от объемной массы ρ, а также от периода колебания теплового потока z и определяется по формуле

$$s = \sqrt{\frac{2\pi\lambda c\rho}{z}}, \qquad (I.184)$$

В частном случае формула (I.184) принимает вид:
при $z = 24$ ч

$$s_{24} = 0{,}27\sqrt{\lambda c\rho}; \qquad (I.184а)$$

при $z = 12$ ч

$$s_{12} = 0{,}38\sqrt{\lambda_{ср}} = 1{,}41\, s_{24}. \qquad (I.184б)$$

Формула (I.184) показывает, что коэффициент теплоусвоения материала увеличивается с уменьшением периода z и что наибольшее теплоусвоение имеют тяжелые теплопроводные материалы (см. прил. 1). Для воздушных прослоек величина s во всех случаях принимается равной нулю.

Величину требуемого термического сопротивления $R_0^{тр}$ бесчердачных покрытий определяют также по формуле (I.182). При определении величины R_0 бесчердачного покрытия с вентилируемой воздушной прослойкой в расчет вводят ту часть покрытия, которая расположена между прослойкой и помещением.

Для обеспечения нормального влажностного режима ограждений и исходя из указаний СНиП о недопустимости конденсации водяных паров на внутренней поверхности ограждений требуется, чтобы $\tau_в$ не была ниже температуры точки росы, т. е.

$$R_0 \geqslant R_в \frac{t_в - t_н}{t_в - t_р},$$

где $t_р$ — температура точки росы, соответствующая состоянию воздуха помещения, т. е. его температуре и относительной влажности.

Температура внутренней поверхности ограждений определяется на основании уравнения (I.172):

$$\tau_в = t_в - \frac{t_в - t_н}{R_0} R_в. \qquad (I.185)$$

Температура поверхности на границе любого слоя

$$\tau_п = t_в - \frac{t_в - t_н}{R_0}(R_в + \Sigma_{n-1} R_т), \qquad (I.185а)$$

где $\tau_п$ — температура на внутренней поверхности n-го слоя ограждения, считая нумерацию слоев от внутренней поверхности ограждения;
$\Sigma_{n-1} R_т$ — сумма термических сопротивлений первых $n-1$ слоев ограждения.

Формула (I.185) показывает, что при данной разности температур внутреннего и наружного воздуха температура внутренней поверхности зависит от величины сопротивления ограждения R_0 и от величины сопротивления тепловосприятия $R_в$ у внутренней поверхности.

Для повышения температуры внутренней поверхности ограждения можно увеличивать значение R_0 или уменьшать значение $R_в$. Величина $R_в$ зависит от скорости движения воздуха около поверхности ограждения, уменьшаясь с ее увеличением. Поэтому нагревательные приборы, расположенные в нижней зоне помещений у наружных стен, повышают температуру внутренней поверхности стены. Идея установки вентиляторов в витринах магазинов для того, чтобы стекло не замерзало или не отпотевало, основана на значительном уменьшении $R_в$ из-за усиленного движения воздуха.

§ 39. Теплообменные аппараты

Теплообменными аппаратами (теплообменниками) называются устройства, предназначенные для передачи тепла от одного теплоносителя к другому. В качестве теплоносителей в них используют пар, горячую воду, дымовые газы и другие тела. По принципу действия и конструктивному оформлению теплообменники разделяются на рекуперативные, регенеративные и смесительные.

В рекуперативных теплообменниках теплопередача от греющего теплоносителя к нагреваемому происходит через разделяющую их

твердую стенку, например стенку трубы. Процесс теплообмена в них протекает обычно при стационарном режиме.

В зависимости от взаимного направления движения теплоносителей теплообменники этого типа подразделяются на противоточные, прямоточные и перекрестные. Если теплоносители движутся в противоположном направлении (рис. I.37, *а*), теплообменники называются противоточными; при движении теплоносителей в одном направлении (рис. I.37, *б*) — прямоточными; наконец, если теплоносители движутся в перекрестном направлении (рис. I.37, *в*), — перекрестными. Встречаются и более сложные схемы взаимного направления движения теплоносителей.

К числу рекуперативных теплообменников относятся паровые котлы, водонагреватели, приборы системы центрального отопления и др. На рис. I.38 показан пример рекуперативного теплообменника — противоточный скоростной водонагреватель, применяемый в системах отопления. В нем нагреваемая вода проходит в межтрубном пространстве, а нагревающая — по трубам.

В регенеративных теплообменниках процесс теплообмена происходит в условиях нестационарного режима. В этих теплообменниках поверхность нагрева представляет собой специальную насадку из кирпича, металла или другого материала, которая сначала аккумулирует тепло, а затем отдает его нагреваемому теплоносителю. По такому принципу работают, например, регенераторы стеклоплавильных печей. Отопительные печи также относятся к группе регенеративных теплообменников.

В смесительных теплообменниках процесс теплообмена осуществляется при непосредственном соприкосновении и перемешивании теплоносителей. Примером такого теплообменника является башенный охладитель (градирня), предназначенный для охлаждения воды воздухом.

Рекуперативные и регенеративные теплообменники называют поверхностными, поскольку теплопередача в них связана с поверхностью нагрева или охлаждения, а смесительные — контактными.

Тепловые расчеты теплообменников разделяются на проектные и поверочные. Проектные (конструктивные) тепловые расчеты выполняют при проектировании новых аппаратов для определения необходимой поверхности нагрева. Поверочные тепловые расчеты выполняют в том случае, если известна поверхность нагрева теплообменника и требуется определить количество переданного тепла и конечные температуры теплоносителей.

Ниже рассматриваются основы теплового расчета лишь рекуперативных теплообменников как наиболее распространенных. При проект-

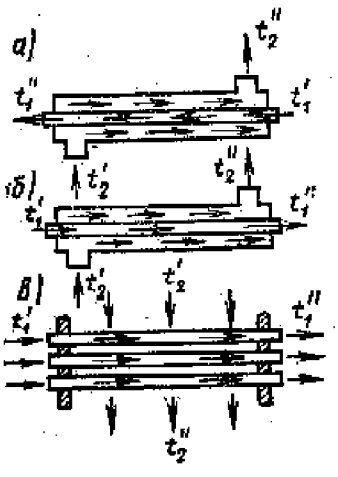


Рис. I.37. Схемы теплообменников

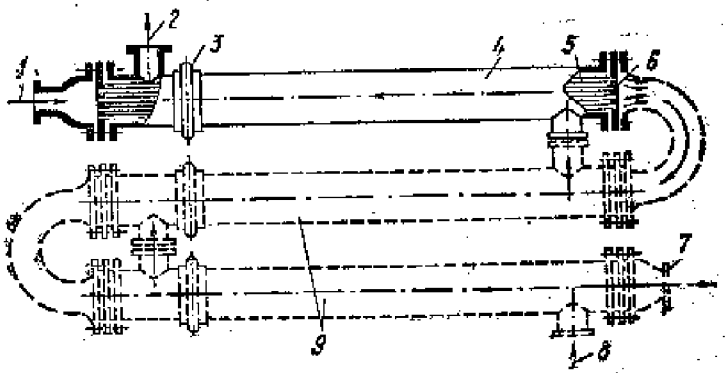


Рис. I.38. Противоточный скоростной водонагреватель

1 — вход нагревающей воды; *2* — выход нагреваемой воды; *3* — линзовый компенсатор; *4* — корпус; *5* — латунные трубы; *6* — решетка; *7* — выход нагревающей воды; *8* — вход нагреваемой воды; *9* — секция

ном (конструктивном) тепловом расчете теплообменника рабочая поверхность F, м², его определяется из уравнения теплопередачи

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_{ср}}, \qquad (I.186)$$

где Q — тепловой поток через поверхность теплообмена, Вт;
k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К);
$\Delta t_{ср}$ — средний температурный напор по всей поверхности нагрева, °С.

Из этого уравнения следует, что при определении поверхности теплообмена задача сводится к вычислению коэффициента k и среднего по всей поверхности температурного напора $\Delta t_{ср}$.

Коэффициент теплопередачи k зависит от ряда факторов, в частности от вида и скорости движения теплоносителя, параметров состояния его, материала стенок, через которые передается тепло, и от степени загрязнения этих стенок.

Численное значение коэффициента k, Вт/(м²·К) изменяется в следующих пределах:

при теплопередаче от воды к воде:
для скоростных теплообменников
$k = 1000 \div 2000$ и более;
для емкостных теплообменников
$k = 250 \div 400$;
при теплопередаче от пара к воде:
для скоростных теплообменников
$k = 2000 \div 3500$ и более;
для емкостных теплообменников
$k = 400 \div 1200$.

Средний (среднелогарифмический) температурный напор определяется по формуле (приводится без вывода)

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_{макс} - \Delta t_{мин}}{\ln \frac{\Delta t_{макс}}{\Delta t_{мин}}}, \qquad (I.187)$$

где $\Delta t_{макс}$ и $\Delta t_{мин}$ — максимальная и минимальная разности температур теплоносителей (рис. I.39).

Подставив в формулу (I.187) значения $\Delta t_{макс}$ и $\Delta t_{мин}$, получим:
для прямотока

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}; \qquad (I.188)$$

для противотока

$$\Delta t_{ср} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}; \qquad (I.189)$$

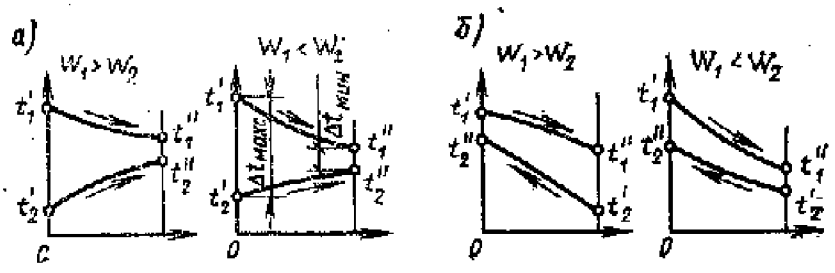


Рис. I.39. Изменение температур теплоносителей
а — при прямотоке; *б* — при противотоке

Формулы (I.188) и (I.189) позволяют сравнить температурные напоры в теплообменниках с противоточной и прямоточной схемами движения теплоносителей. При одинаковых температурах теплоносителей на входе и выходе в противоточном теплообменнике средний температурный напор получается наибольшим, а в прямоточном — наименьшим. Вследствие большей величины среднего температурного напора поверхность нагрева при противоточной схеме движения теплоносителей и прочих равных условиях будет наименьшей.

При незначительной разности температурных напоров $\Delta t_{\text{макс}}$ и $\Delta t_{\text{мин}}$ вместо выражения (I.187) можно пользоваться формулой среднеарифметического напора

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{макс}} + \Delta t_{\text{мин}}}{2}, \qquad \text{(I.190)}$$

При $\Delta t_{\text{макс}}/\Delta t_{\text{мин}} \leqslant 1{,}7$ разница между среднелогарифмическим и среднеарифметическим температурными напорами не превышает 3%.

Поверочный тепловой расчет теплообменника выполняется по его тепловому балансу с использованием уравнения

$$Q = G_1 c_{\text{p.1}} \left(t_1' - t_1''\right) = G_2 c_{\text{p.2}} \left(t_2'' - t_2'\right), \qquad \text{(I.191)}$$

где Q — мощность теплового потока, переданного от греющего теплоносителя к нагреваемому, Вт;
G_1, G_2 — расходы теплоносителей, кг/с;
$c_{p.1}$, $c_{p.2}$ — средние теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·К),

и уравнения теплопередачи

$$Q = kF\Delta t_{\text{ср}}; \qquad \text{(I.192)}$$

Для упрощения теплового расчета введено понятие так называемого водяного эквивалента теплоносителя W. Его числовая величина определяет количество воды, которое по теплоемкости эквивалентно теплоемкости секундного расхода рассматриваемого теплоносителя:

$$W = Gc_{\text{p}}.$$

При введении этого понятия уравнение теплового баланса принимает вид

$$Q = W_1 \left(t_1' - t_1''\right) = W_2 \left(t_2'' - t_2'\right), \qquad \text{(I.193)}$$

откуда

$$\frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{W_2}{W_1}, \qquad \text{(I.194)}$$

т. е. отношение изменения температуры теплоносителей в пределах теплообменного аппарата обратно пропорционально отношению их водяных эквивалентов.

Для приближенного определения конечных температур теплоносителей теплообменника из уравнения теплового баланса имеем

$$t_1'' = t_1' - \frac{Q}{W_1} \qquad \text{(I.195)}$$

и

$$t_2'' = t_2' + \frac{Q}{W_2}, \qquad \text{(I.196)}$$

Если принять, что температура теплоносителей вдоль поверхности изменяется по линейному закону, то

$$Q = kF\left(\frac{t_1' + t_1''}{2} - \frac{t_2' + t_2''}{2}\right). \qquad (I.197)$$

Подставив в это уравнение значения t_1'' и t_2'' из уравнений (I.195) и (I.196) и выполнив несложные преобразования, получим формулу для определения мощности теплового потока Q, Вт:

$$Q = t_1' - t_2'/\left(\frac{1}{kF} + \frac{1}{2W_1} + \frac{1}{2W_2}\right), \qquad (I.198)$$

Определив Q и подставив его величину в формулы (I.195) и (I.196), найдем конечные температуры теплоносителей t_1'' и t_2''.

ТЕПЛОГАЗОСНАБЖЕНИЕ

Глава 8. ТОПЛИВО, ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ И ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 40. Общие сведения о топливе

По своему физическому состоянию топливо делится на твердое, жидкое и газообразное, а по происхождению — на естественное, добываемое из недр земли, и искусственное, получаемое путем химической или механической переработки естественного топлива.

Общая классификация топлива приводится в табл. II.1.

Таблица II.1. **Общая классификация топлива**

Физическое состояние	Естественное	Искусственное
Твердое	Древесина, торф, бурый уголь, каменный уголь, антрацит, сланцы	Древесный уголь, кокс, полукокс, термоантрацит и др.
Жидкое	Нефть	Мазут, бензин, лигроин, керосин, соляровое масло и др.
Газообразное	Природный газ, попутный нефтяной газ	Газы: доменный, генераторный коксовый, подземной газификации твердого топлива и др.

§ 41. Элементарный состав топлива

Топливо в том виде, в каком оно сжигается, т. е. поступает в топку, называется «рабочим топливом». В состав рабочего топлива (твердого и жидкого) входят следующие компоненты: углерод C, водород H, кислород O, азот N, сера S, зола A и влага W.

Выражая компоненты топлива в процентах, отнесенных к 1 кг массы, получим уравнение состава рабочей массы топлива:

$$C^р + H^р + O^р + N^р + S^р_л + A^р + W^р = 100\%. \qquad (II.1)$$

Сера, обозначенная символом $S^р_л$, называется летучей и составляет часть общей серы, находящейся в топливе. Летучая сера состоит из ее органических $S_{ор}$ и колчеданных $S_к$ соединений; остальная часть серы — негорючая и входит в состав минеральных примесей.

Для сравнения различных видов твердого и жидкого топлива и определения их основных качеств помимо состава рабочей массы условно различают в них органическую, горючую и сухую массы. Эти производственные массы топлива соответственно обозначаются с индексом «о», «г», «с». Например, состав горючей массы, т. е. обезвоженного и обеззоленного топлива, выражается уравнением

$$C^г + H^г + O^г + S^г_л + N^г = 100\%.$$

Компоненты топлива — кислород и азот, которые не горят, относятся к горючей части топлива условно, поэтому горючая часть топлива называется условно-горючей массой.

При тепловых расчетах обычно пользуются составом топлива исходя из рабочей массы. Для пересчета топлива из одной массы в другую служат формулы пересчета. Например, зная состав условно-горючей массы топлива и содержание в нем балласта $Б = A^р + W^р$, можно получить состав рабочей массы этого топлива по формуле

$$C^р = C^г \frac{100 - Б}{100}; \quad H^р = H^г \frac{100 - Б}{100} \text{ и т. д.}$$

Подобным образом можно перейти к составу топлива любой другой массы.

Газообразное топливо, так же как твердое и жидкое, представляет собой смесь различных химических соединений и делится на естественное и искусственное (см. табл. II.1). В состав природного и попутного газа входят метан CH_4 (50—98%), этан C_2H_6, пропан C_3H_8, бутан C_4H_{10}, углеводороды высших порядков метанового ряда, углекислый газ CO_2, азот N_2. Последние два компонента являются балластом ($Б = CO_2 + N_2$).

Основными компонентами искусственного газообразного топлива являются окись углерода CO, водород H_2, метан CH_4, углекислый газ CO_2 и азот N_2. В газообразном топливе (естественном и искусственном) содержатся также водяные пары, различные смолы и др. Состав газообразного топлива задается в процентах по объему, и все расчеты относятся к 1 нм³ сухого газа.

§ 42. Теплота сгорания топлива. Понятие об условном топливе

Основной теплотехнической характеристикой топлива является теплота сгорания, которая указывает, какое количество тепла в килоджоулях выделяется при сжигании 1 кг твердого (или жидкого) топлива или 1 нм³ газообразного топлива. Различают высшую и низшую теплоту сгорания топлива.

Высшей теплотой сгорания $Q^р_в$ называют количество тепла, выделяемого топливом при полном его сгорании, с учетом тепла, выделившегося при конденсации водяных паров, которые образуются при горении.

Низшая теплота сгорания $Q^р_н$ отличается от высшей тем, что не учитывает тепло, затрачиваемое на образование водяных паров, которые находятся в продуктах сгорания. При расчетах принимается величина низшей теплоты сгорания.

Взаимосвязь высшей и низшей теплоты сгорания топлива $Q^р_н$, кДж/кг, для рабочей массы определяется уравнением

$$Q^р_в = Q^р_н - 25(9H^р + W^р). \qquad (II.2)$$

Низшая теплота сгорания твердого и жидкого топлива с достаточной точностью определяется по эмпирической формуле, предложенной Д. И. Менделеевым:

$$Q^р_н = 339C^р + 1256H^р - 109(O^р - S^р_л) - 25(9H^р + W^р). \qquad (II.3)$$

Низшая теплота сгорания газообразного топлива $Q^р_н$, кДж/нм³, подсчитывается по формуле

$$Q^р_н = 126CO + 108H_2 + 358CH_4 + 590C_2H_2 + 638C_2H_6 + 861C_3H_8 + \cdots, \qquad (II.4)$$

где CO, H_2, CH_4 и т. д. — содержание в объемных процентах соответствующих газов в топливе.

Для сравнения различных видов топлива по величинам их теплоты сгорания, а также для облегчения государственного планирования

добычи и потребления топлива введено понятие «условное топливо». Условным принято считать топливо, низшая теплота сгорания которого по рабочей массе равна 29300 кДж/кг для твердого и жидкого топлива или 29300 кДж/нм³ для газообразного топлива.

В соответствии с этим каждое топливо имеет свой тепловой эквивалент, определяемый по формуле

$$Э_т = \frac{Q_н^р}{29300}, \qquad (II.5)$$

Перевод расхода рабочего (натурального) топлива $B_н$ в условное производится по уравнению

$$B_{усл} = Э_т B_т. \qquad (II.6)$$

§ 43. Краткая характеристика отдельных видов топлива

Древесина. Дрова являются наиболее распространенным видом топлива для печей. Однако в последнее время использование древесины в качестве топлива все больше ограничивается, так как она служит ценным сырьем для таких отраслей промышленности, как химическая, бумажная, мебельная.

Теплота сгорания дров $Q_н^р$, кДж/кг, в значительной степени зависит от влажности $W^р$. Так, например, при $W^р = 30\%$ теплота сгорания ~12000 кДж/кг, при $W^р = 50\%$—8400 кДж/кг.

Для перевода объемных единиц в массовые пользуются величиной массы 1 м³ абсолютно сухих дров нормальной укладки (средняя плотность укладки 70%). Масса 1 м³ абсолютно сухих дров нормальной укладки (кг/м³): дубовых 405, березовых — 354, сосновых — 287, осиновых — 270, еловых — 253.

Для расчета массы 1 м³ дров влажностью $W_x^р$ пользуются формулой

$$G_x = G_0 \frac{100}{100 - W_x^р}, \qquad (II.7)$$

где G_x — масса 1 м³ дров с относительной влажностью $W_x^р$, кг;

G_0 — масса 1 м³ абсолютно сухих дров, кг;

$W_x^р$ — относительная влажность дров (отношение массы влаги к массе влажных дров), %.

По влажности дрова распределяются на сухие, полусухие и сырые. Дрова считаются сухими при относительной влажности до 25%. Влажность полусухих дров (воздушной сушки) колеблется в пределах 25—35%. Дрова с относительной влажностью более 35% считаются сырыми.

Дрова, как древесные отходы (опилки, рейка, щепа, стружка), относятся к легко загорающемуся топливу; содержание летучих веществ в них достигает 85%. Этим объясняется применение их для розжига топок котлов и печей, работающих на других, трудно загорающихся видах топлива.

Торф представляет собой продукт разложения растительных веществ. По способу добычи различают торф кусковой (машинный и гидроторф) и фрезерный (крошка). Ввиду высокой влажности (до 50%) и низкой теплоты сгорания 8500—15000 кДж/кг транспортировка торфа невыгодна, и он используется как местное топливо. Масса 1 м³ торфа в зависимости от способа его добычи и влажности колеблется от 300 (при $W^р = 25\%$) до 500 кг (при $W^р = 50\%$).

Торф содержит около 70% летучих веществ. При хранении в штабелях на открытых складах торф способен к самоокислению, которое

может вызвать его самовозгорание. Поэтому на складах торфа необходимо строго соблюдать установленные правила противопожарной безопасности.

Ископаемые угли делятся на три основных вида: бурые угли, каменные угли и антрациты.

Бурые угли — наиболее низкосортные. Они содержат много минеральных примесей, летучих веществ и склонны к самовозгоранию. Теплота сгорания бурого угля 10500—16000 кДж/кг.

Каменные угли являются наиболее ценным твердым топливом. В зависимости от содержания летучих веществ и характера кокса, получаемого при сухой перегонке, угли разделяются по маркам: Д—длиннопламенный, Г — газовый, ПЖ — паровичный жирный, ПС — паровичный спекающийся, Т — тощий.

По величине кусков каменные угли делятся на следующие классы: К — крупный кусковой (50—100 мм); О — орех (25—50 мм); М — мелкий (13—25 мм); С — семечко (6—13 мм); Ш — штыб (менее 6 мм); Р — рядовой, т. е. несортированный. Теплота сгорания каменного угля 25000—28000 кДж/кг.

Из каменного угля часто приготовляют пылевидное топливо с размером частиц 0,02—0,05 мм. Такое топливо удобнее подавать в топку; оно полнее сгорает и при горении даст более высокую температуру.

Антрациты представляют собой наиболее старый по своему геологическому возрасту вид ископаемых углей с большим содержанием углерода. Теплота сгорания антрацита 25500—29700 кДж/кг. Классификация антрацитов принята только по размерам кусков: АРШ — рядовой антрацит со штыбом; АП — плитный; АК — кусковой антрацит «кулак» и т. д. Антрациты имеют абсолютно черный с металлическим блеском цвет.

Горючие сланцы являются продуктом разложения растительных и животных организмов под водой без доступа воздуха. Они характеризуются большим содержанием летучих веществ (около 80%) и высокой зольностью ($A^p = 50—55\%$). Влажность сланцев достигает 15—20%. Теплота сгорания сланцев составляет 6300—9800 кДж/кг. Наиболее целесообразно использование сланцев как сырья для получения газа и жидкого топлива.

Жидкое топливо. В качестве жидкого топлива в тепловых установках сжигается мазут — остаточный продукт при переработке нефти. В мазуте практически нет воды и минеральных примесей. Теплота сгорания 38500—39000 кДж/кг. При сжигании мазута следует учитывать его легкую воспламеняемость и вязкость, являющуюся следствием содержания смолистых веществ. Парафинистый мазут с температурой застывания 20° С и выше перед подачей к форсункам требуется подогревать до температуры 50—80° С.

Продуктами искусственного жидкого топлива, получаемыми в результате переработки нефти, являются бензин, лигроин, керосин, соляровое масло, газойль и др.

Элементарный состав нефти и продуктов ее переработки отличается большим содержанием углерода ($C = 84 \div 86\%$) и водорода ($H = 10 \div 12\%$); все другие компоненты содержатся в незначительном количестве: $O = 0{,}1 \div 1{,}2\%$, $N = 0{,}02 \div 1{,}7\%$, $S = 0{,}01 \div 3\%$, $A = 0{,}1 \div 0{,}3\%$, $W = 1 \div 2\%$.

Наиболее легкие фракции нефти — бензин, лигроин и керосин — используются в карбюраторных двигателях, более тяжелые — соляровое масло и смеси — в дизелях.

Газообразное топливо, особенно природный и попутный газы, имеет ряд существенных преимуществ по сравнению с твердым и даже жидким топливом: низкая себестоимость по добыче, возможность легкой транспортировки по трубопроводам, малая зольность. Газообразное

топливо сгорает без дыма и копоти, легко перемешивается с воздухом; при его использовании удобнее осуществлять регулирование и автоматизацию процесса горения. Этот вид топлива находит все более широкое применение в печах, тепловых установках промышленности, отопительных котлах, при обогреве и сушке строящихся зданий.

Природные и попутные газы относятся к высокосортному топливу. Теплота сгорания природного газа по сухой массе составляет 34000 — 36000 кДж/нм^3, попутного — 53000—63000 кДж/нм^3.

§ 44. Процессы горения

Для процесса горения топлива необходимы следующие условия: наличие в топочном устройстве высокой температуры для подогрева топлива до температуры воспламенения; подвод к топливу достаточного количества воздуха, необходимого для горения.

Температура воспламенения топлива зависит не только от химического состава, но и от условий горения. Так как условия горения весьма разнообразны, то температура воспламенения не является вполне определенной величиной, характеризующей топливо, как, например, теплота его сгорания. Приближенно можно принимать температуры воспламенения твердого топлива: для дров и торфа 250—300° С, для каменного угля 450—500° С, для антрацита 600—700° С.

Как правило, чем больше летучих веществ выделяется при разложении топлива, тем ниже его температура воспламенения. Температура воспламенения в среднем составляет для жидкого топлива (мазута) 500° С и для газообразного 650—750° С.

При теплотехнических расчетах процесса горения надо знать необходимое количество воздуха для горения топлива, что может быть определено так:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2.$$

На каждые 12 кг С расходуется 32 кг O_2, следовательно,

$$12 \text{ — — — — — — } 32$$
$$1 \text{ — — — — — — } x_{O_2},$$

откуда

$$x_{O_2} = \frac{32}{12} = 2{,}67 \text{ кг},$$

т. е. для сгорания 1 кг С необходимо 2,67 кг O_2.

Аналогично находим необходимое количество кислорода для сжигания других горючих элементов топлива (водорода и серы):

$$2H_2 + O_2 \longrightarrow 2H_2O \qquad S + O_2 \longrightarrow SO_2$$
$$4 \text{ — — — — — — — } 32 \qquad 32 \text{ — — — — — — } 32$$
$$1 \text{ — — — — — — — } x_{H_2} \qquad 1 \text{ — — — — — — } x_S$$
$$x_{H_2} = 8 \text{ кг} \qquad x_S = 1 \text{ кг}$$

Таким образом, необходимое количество кислорода для сжигания 1 кг топлива состава С кг (углерода), Н кг (водорода) и S кг (серы) будет равно

$$G_{O_2} = 2{,}67\,C + 8H + S. \qquad (II.8)$$

Если учесть, что в топливе содержится некоторое количество кислорода, то извне следует подвести кислорода меньше, т. е.

$$G^{т}_{O_2} = 2{,}67\,C + 8H + S - O. \qquad (II.9)$$

Имея в виду, что в топочное устройство подается не кислород, а воздух, в котором содержится 23% по массе кислорода, то теоретически необходимое количество воздуха на 1 кг топлива

$$G_в^т = \frac{2{,}67\,C^р + 8H^р + S_л^р - O^р}{100 \cdot 0{,}23}, \qquad (II.10)$$

или

$$G_в^т = 0{,}115\,C^р + 0{,}345\,H^р + 0{,}043\left(S_л^р - O^р\right). \qquad (II.10а)$$

Так как плотность водуха при нормальных условиях равна 1,293 кг/м³, то необходимое количество воздуха $V_в^т$, нм³, будет

$$V_в^т = \frac{2{,}67\,C^р + 8H^р + S_л^р - O^р}{100 \cdot 0{,}23 \cdot 1{,}293} = 0{,}089\,C^р + 0{,}266H^р + 0{,}033\left(S_л^р - O^р\right). \qquad (II.11)$$

Теоретическое количество воздуха $V_в^т$, нм³, необходимого для полного сгорания газообразного топлива, определяется по уравнению

$$V_в^т = 0{,}0476\left[0{,}5\,CO + 0{,}5\,H_2 + 1{,}5\,H_2S + \Sigma\left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH_n - O_2\right], \qquad (II.12)$$

где $\Sigma\left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH_n$ — различные углеводороды, входящие в состав газа.

Приведенные уравнения позволяют определить теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг твердого или 1 нм³ газообразного топлива.

В действительности всегда подается в топочное устройство воздуха несколько больше (в избытке), так как не весь кислород, содержащийся в нем, участвует в горении:

$$V_в^д = \alpha V_в^т, \qquad (II.13)$$

где α — коэффициент избытка воздуха.

Таблица II.2. **Коэффициент избытка воздуха α**

Вид топлива	α
Газообразное	1,05—1,2
Жидкое	1,15—1,3
Твердое — уголь, сжигаемый на колосниковой решетке	1,5—1,6
То же, при сжигании в механических топках	1,2—1,4

Коэффициент избытка воздуха всегда больше единицы и зависит от вида сжигаемого топлива, способа его сжигания, а также от конструктивных особенностей устройства (табл. II.2).

При контроле процессов горения в работающих тепловых установках коэффициент избытка воздуха может быть установлен по данным анализа дымовых газов с использованием следующих формул:

при полном горении

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - \frac{79}{21}O_2}; \qquad (II.14)$$

при неполном горении

$$\alpha = \frac{N_2}{N_2 - \frac{79}{21}\left(O_2 - \frac{CO}{2}\right)}. \qquad (II.15)$$

§ 45. Топочные устройства

Устройство, где происходит процесс горения топлива, называется топочным устройством (топкой). Конструкция топки должна обеспечивать удобную подачу топлива и воздуха, удобное удаление золы и шлака, устойчивый процесс горения и возможность его регулирования, высокую производительность и экономичное сжигание топлива.

Существующие топки классифицируются по следующим признакам: а) по способу обслуживания (ручные, механические и полумеханические); б) по режиму подачи топлива (с периодической и непрерывной подачей топлива); в) по способу сжигания топлива — слоевые (в них сжигается твердое топливо в слое на решетке) и камерные (факельные), в которых твердое топливо в смеси с воздухом сгорает во взвешенном состоянии; жидкое, распыленное с помощью форсунок, и газообразное с применением газовых горелок; г) по взаимосвязи с котлом — внутренние, т. е. находящиеся внутри котла, внешние, размещаемые под поверхностью нагрева котла, выносные, устраиваемые вне обогреваемой поверхности котла.

Рассмотрим некоторые основные типы слоевых топок.

Топки с неподвижным слоем топлива. Это ручная топка, предназначенная для обслуживания котлов небольшой тепловой мощности. Схема устройства такой топки представлена на рис. II.1. Основным элементом ее является колосниковая решетка *1*, служащая для поддержания слоя топлива, равномерного распределения воздуха по слою и отвода образовавшихся золы и шлака. Пространство над колосниковой решеткой *2*, ограниченное с боков стенками, а сверху поверхностью нагрева, называется топочным объемом, пространство под колосниковой решеткой *3*, куда проваливаются зола и шлак и поступает воздух, нужный для процесса горения топлива, называется зольником.

При сжигании топлива повышенной влажности или низкосортных топлив устраиваются отражательные своды *4*; они способствуют поднятию температуры в топке, улучшают подсушку топлива и процесс горе-

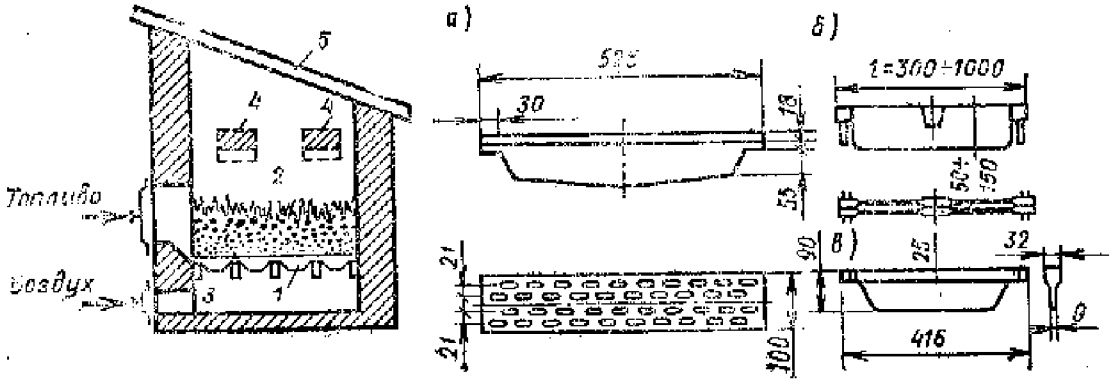


Рис. II.1. Схема топки с простой колосниковой решеткой и конструкции применяемых колосников

а — плиточный; *б* — простой брусчатый; *в* — волнистый брусчатый

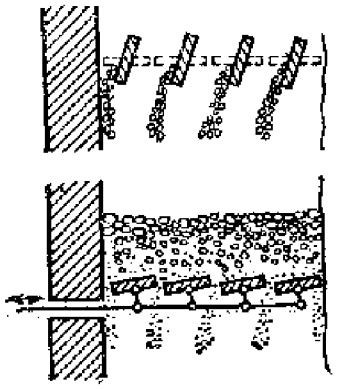


Рис. II.2. Схема действия поворотных и качающихся колосников

ния его. Продукты сгорания топлива из топки проходят между трубами *5* котла.

Сумма площадей отверстий в колосниковой решетке для прохода воздуха к слою топлива называется живым сечением решетки. В колосниках, предназначеных для сжигания крупнокускового топлива, живое сечение составляет 25—30% площади решетки.

Частичная механизация ручной топки достигается установкой поворотных или качающихся колосников, схема действия которых показана на рис. II.2. Поворотными и качающимися колосниками облегчается одна из наиболее трудоемких операций — очистка решетки от шлака. При покачивании колосников перемешивается также и топливо, что интенсифицирует горение.

Топка с подвижным слоем топлива. К этому типу относится топка с цепной решеткой, обеспечивающая непрерывное перемещение топлива вместе с колосниками решетки, помещенными на цепях, надетых на две пары колес-звездочек (рис. II.3). Скорость движения решетки изменяется в пределах 2—30 м/ч.

Колосники современных решеток представляют собой съемные элементы, закрепляемые на несущей части решетки, что упрощает замену колосников. Цепные решетки применяют для котлов большой тепловой мощности.

Топка для сжигания газообразного топлива. Для сжигания газа в топке применяют газовые горелки, основным назначением которых является образование газовоздушной смеси и создание условий для устойчивого ее воспламенения. Существуют различные типы и конструкции горелок.

На рис. II.4 показана одна из горелок инжекционного типа. Работа ее происходит следующим образом: газ поступает вдоль оси горелки в сопло *1*. Внутрь горелки через регулируемый кольцевой зазор шириной *δ* подсасывается воздух. В смесителе *2* газ перемешивается с воздухом и поступает в цилиндрическую часть горелки. На ее боковой поверхно-

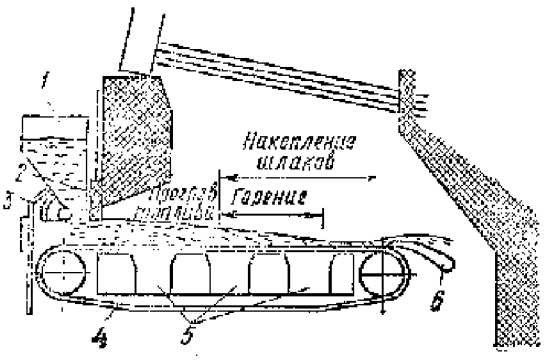
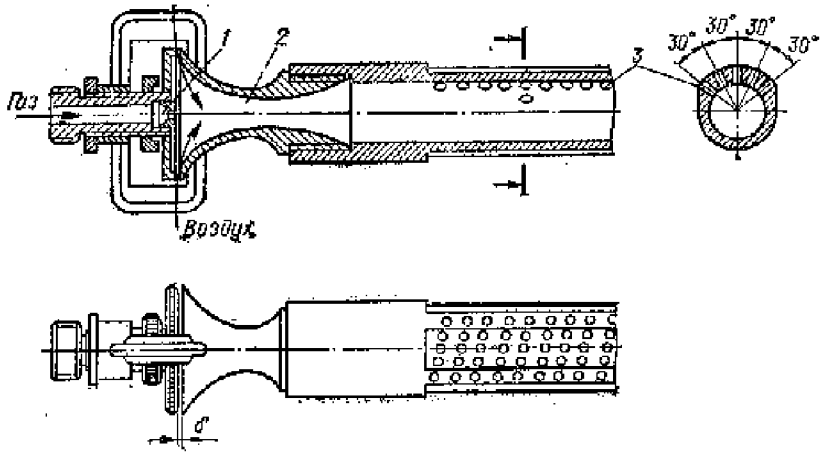


Рис. II.3. Топка с цепной решеткой

1 — бункер; *2* — шибер; *3* — затвор; *4* — движущаяся колосниковая решетка; *5* — подача воздуха; *6* — шлакосниматель

Рис. II.4. Горелки для сжигания газового топлива



сти расположены отверстия *3*, через которые смесь газа с воздухом поступает внутрь топки, где сгорает.

Для сжигания газа в топках чугунных отопительных котлов типа ВНИИСТО-мч, «Универсал» и др. применяются с хорошими показателями диффузионные горелки, изготовляемые из перфорированных труб и устанавливаемые в нижней части топки. Газ, выходящий из отверстий труб, в топке смешивается путем диффузии с воздухом, поступающим через колосниковые решетки. Температура по длине топки более равномерна, чем при инжекционных горелках.

При сжигании топлива в камерных топках (факельных) обычно на их стенках размещают экранные поверхности из труб. Во время работы котла в них циркулирует вода, которая через коллекторы включается в общую циркуляционную систему котла. Благодаря этому кирпичная кладка предохраняется от воздействия высоких температур и шлаков.

Основные показатели топок: мощность, тепловая нагрузка колосниковой решетки и топочного пространства, КПД.

Глава 9. КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ

§ 46. Общие сведения о котельных установках

Котельной установкой называется комплекс устройств, предназначенных для выработки тепловой энергии в виде горячей воды или пара. Главной частью этого комплекса является котел.

В зависимости от того, для какой цели используется тепловая энергия, котельные подразделяются на энергетические, отопительно-производственные и отопительные.

Энергетические котельные снабжают паром паросиловые установки, вырабатывающие электроэнергию, и обычно входят в комплекс электрической станции. Отопительно-производственные котельные сооружаются на промышленных предприятиях и обеспечивают тепловой энергией системы отопления и вентиляции, горячего водоснабжения зданий и технологические процессы производства. Отопительные котельные предназначаются для тех же целей, но обслуживают жилые и общественные здания. Они делятся на отдельно стоящие, сблокированные, т. е. примыкающие к другим зданиям, и встроенные в здания. В последнее время все чаще строят отдельно стоящие укрупненные котельные с расчетом на обслуживание группы зданий, жилого квартала, микрорайона.

Устройство встроенных в жилые и общественные здания котельных в настоящее время допускается только при соответствующем обосновании и согласовании с органами санитарного надзора.

В зданиях дошкольных учреждений и учебных заведений встроенные котельные допускаются только для собственных нужд. Размещение котельных в больничных корпусах вообще не допускается. Их располагают в отдельных хозяйственных корпусах.

Максимальная мощность встроенных котельных не должна превышать: при работе на жидком и газообразном топливе — 3,5 МВт, на твердом топливе, в зависимости от сернистости и зольности, — 0,6—1,7 МВт. Не разрешается размещать котельные под основными помещениями зданий общественного назначения (торговыми залами магазинов, фойе и зрительными залами зрелищных предприятий, классами и аудиториями учебных заведений, групповыми комнатами дошкольных учреждений).

Сблокированные котельные устраивают в коммунально-бытовых и производственных предприятиях, если близость расположения их не влияет на технологические процессы производства, не ухудшает санитарно-гигиенические условия и допускается противопожарными норма-

ми (не создает пожарную опасность). Отдельно стоящие котельные следует размещать, как правило, в центре тепловых нагрузок с учетом розы ветров.

Площадка для строительства котельных должна удовлетворять требованиям СНиП II-М.1-71 и должна быть увязана с проектом планировки и застройки населенного пункта.

Котельные малой мощности (индивидуальные и небольшие групповые) обычно состоят из котлов, циркуляционных и подпиточных насосов и тягодутьевых устройств. При установке паровых котлов дополнительно устанавливают конденсационные баки, насосы для перекачки конденсата и теплообменники. В зависимости от этого оборудования в основном определяются размеры помещений котельной.

Котельные средней и большой мощности — 3,5 МВт и выше — отличаются сложностью оборудования и составом служебно-бытовых помещений. Кроме котлов, насосов и тягодутьевых устройств они имеют дополнительные поверхности нагрева (экономайзер и воздухоподогреватель), оборудование для водоподготовки, топливоподающие и шлакоудаляющие устройства, теплообменники, устройства автоматики и др. Объемно-планировочные решения этих котельных должны удовлетворять требованиям Санитарных норм проектирования промышленных предприятий (СН 245—71), СНиП II-М.2-72 и II-35-76.

§ 47. Типы котлов для теплоснабжения зданий

В отопительных котельных малой и средней мощности применяются в основном чугунные секционные котлы. В последние годы промышленность приступила к выпуску прогрессивных конструкций стальных котлов, которые в настоящее время получают применение и распространение.

Технический прогресс в развитии малых отопительных котлов проявляется в сокращении поставки котлов россыпью и в оснащении их мобильными топками и надежной автоматикой.

Техническая характеристика котла производится по величине поверхности нагрева ($F_к$, м^2), т. е. по той поверхности стенок труб и барабанов котла, которая с одной стороны омывается водой, а с другой — горячими газами. Поверхность нагрева котлов измеряется по газовой стороне.

С 1960 г. чугунные котлы, кроме того, стали измеряться теплотехническим показателем — квадратным метром условной поверхности нагрева (1м^2 УПН). Квадратный метр условной поверхности нагрева — величина такой поверхности нагрева чугунного секционного котла, которая при работе с ручными топками на сортированном антраците и тепловом напряжении зеркала горения, равном 582 тыс. Вт/м^2, дает 11,6 тыс. Вт тепла при КПД не менее 0,7.

По виду теплоносителя котлы разделяются на водогрейные и паровые. Основными показателями водогрейного котла являются тепловая мощность, т. е. теплопроизводительность Q, и температура воды t; основными показателями парового котла — паропроизводительность D, давление p и температура t.

Экономичность котла оценивается его коэффициентом полезного действия, который для всех типов чугунных котлов, работающих на твердом топливе, равен 0,6—0,7, а при работе на газообразном топливе — 0,8—0,85.

Самыми малыми чугунными секционными котлами являются котлы системы ВНИИСТО-мч, КЧММ, КЧМ, устанавливаемые в небольших зданиях и отдельных квартирах. Эти котлы выпускаются промышленностью с поверхностью нагрева 0,69—4,23 м^2 и тепловой мощностью 7000—50 000 Вт.

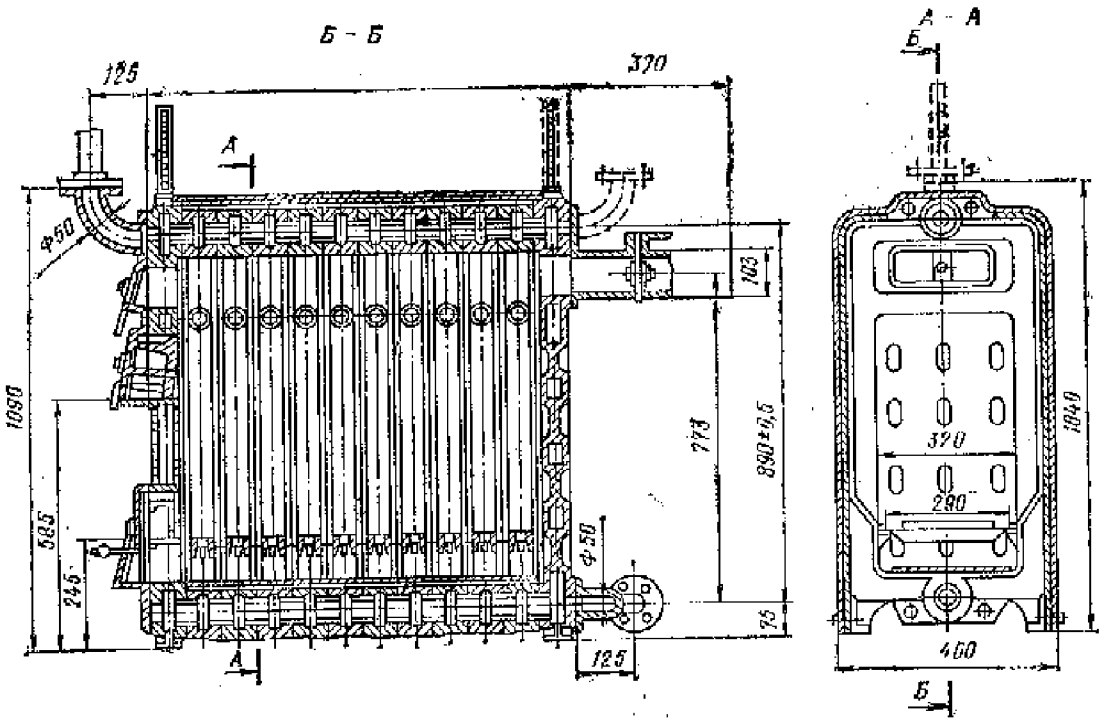


Рис. II.5. Чугунный водогрейный котел ВНИИСТО-мч

На рис. II.5 показан котел системы ВНИИСТО-мч. Секции котла соединяются между собой коническими ниппелями и стяжными болтами, проходящими через отверстия этих ниппелей. Поверхность нагрева передней секции 0,24 м², средней 0,32 м² и задней 0,3 м².

Малометражные котлы оборудованы внутренними топками для сжигания высокосортного угля и газа. Они устанавливаются непосредственно на однорядную кладку кирпича или на лист стали по войлоку, смоченному в глиняном растворе. Для отвода продуктов сгорания топлива в верхней части котла имеется чугунный патрубок с регулирующим дроссель-клапаном. Допустимое тепловое напряжение поверхности нагрева котлов ВНИИСТО-мч при работе на сортированном антраците марки АК 9000—11 000 Вт/м².

Чугунные секционные котлы бо́льшего размера состоят из двух пакетов (двусторонние) и редко из одного пакета (односторонние). Пакеты из секций устанавливаются на боковые кирпичные стенки топки, которые служат основанием для котлов. Все эти котлы имеют нижний отвод дымовых газов. Для интенсификации процесса горения твердого топлива в котлах применяют вентиляторное дутье.

На рис. II.6 показан чугунный секционный котел «Универсал-6» (КЧ-2), который является модернизацией хорошо зарекомендовавших себя котлов «Универсал». Он может быть двусторонним (рис. II.6, *а*) с поверхностью нагрева 19,8—46,2 м² и односторонним (рис. II.6, *б*) с поверхностью нагрева 8,4—15,9 м². Топка — внешняя (под секциями котла). Дымовые газы из топки поднимаются вверх, омывают поверхности секций и, повернув вокруг вертикальных разделительных ребер секций, опускаются по газоходам, образованным ребрами секций, в сборные кирпичные газоходы котла и далее в боров. Секции котлов покрываются мастичной теплоизоляцией, в состав которой входит (по объему) 70% белой глины и 30% асбестовой крошки. Регулирование тяги осуществляется шиберами с помощью троса с противовесом, выведенным через систему блоков на фронт котла.

Котел «Универсал-6» предназначается для теплопотребляющих систем жилых и общественных зданий со статическим давлением в них до 0,6 МПа. Допустимое тепловое напряжение поверхности нагрева водогрейных котлов «Универсал-6» — до 15 000 Вт/(ч·м²).

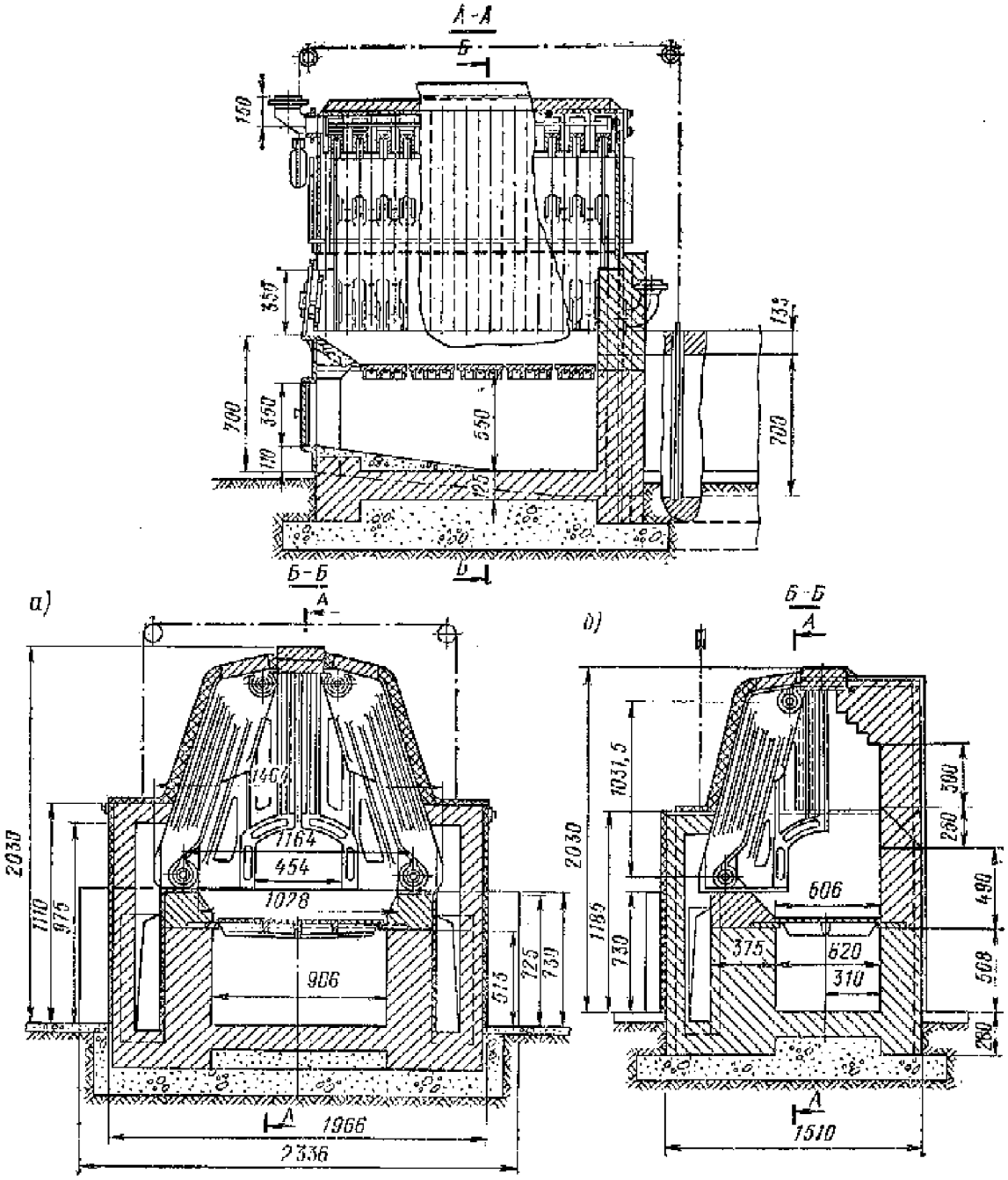


Рис. 11.6. Котел «Универсал-6»

Кроме котлов ВНИИСТО-мч и «Универсал-6» в СССР изготовляются и другие типы чугунных секционных котлов с поверхностью нагрева до 80 м^2 и тепловой мощностью до 1 200 000 Вт. Основные технические данные о чугунных секционных котлах приведены в прил. 4.

§ 48. Предохранительные устройства и контрольно-измерительные приборы

Чугунные секционные котлы — водогрейные — предназначены для нагрева воды до 115° С, но при установке паросборников, соответствующей арматуры и приборов они могут быть использованы как паровые при $p_{изб}$ до 70 кПа. Котлы с такими параметрами теплоносителя относятся к категории низкого давления, но и для этих котлов предусматривают устройства, обеспечивающие безопасность их работы.

Для водогрейных котлов предохраняющим устройством от повышения в них давления могут служить обводные линии с обратными клапа-

нами (рис. II.7), пропускающие воду в направлении от котла к трубопроводу системы отопления. При таком несложном устройстве, если задвижки, установленные у котла, почему-либо окажутся закрытыми, то все равно связь с атмосферой через расширительный сосуд не нарушится.

Если на трубопроводе между котлами и расширительным сосудом кроме указанных задвижек имеется другая какая-либо запорная арматура, то должны быть установлены рычажные предохранительные клапаны (рис. II.8).

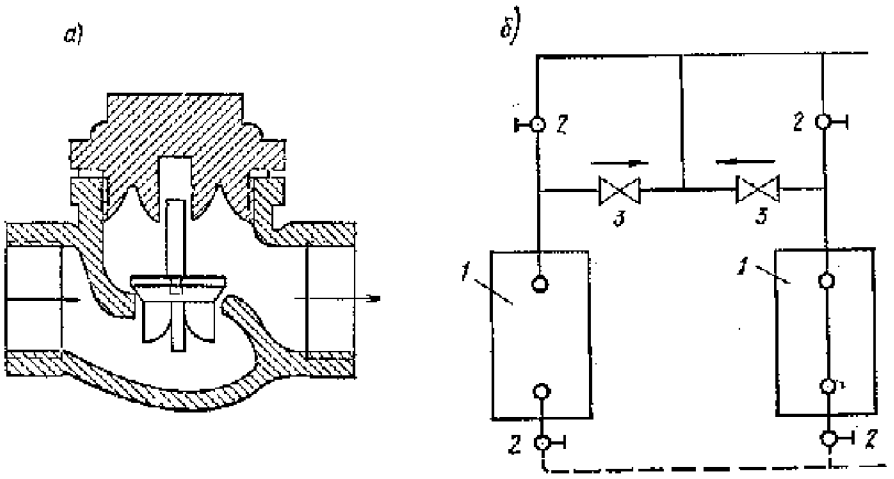


Рис. II.7. Предохранительное устройство для водогрейных котлов

а — обратный клапан; *б* — установка обратного клапана; *1* — котел; *2* — задвижки; *3* — обратный клапан

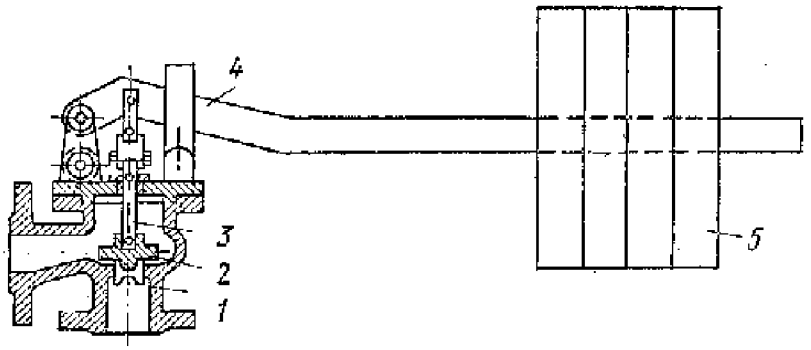


Рис. II.8. Предохранительный клапан

1 — корпус; *2* — тарелка; *3* — шпиндель; *4* — рычажно-грузовой механизм; *5* — груз

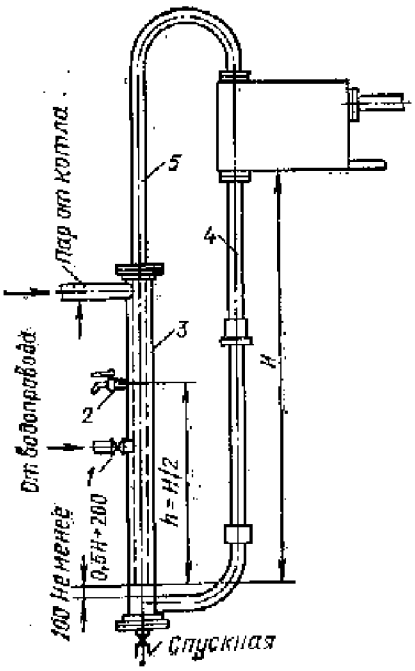


Рис. II.9. Предохранительное устройство для паровых котлов низкого давления

Паровые котлы при $p_{изб}$ до 70 кПа снабжаются предохранительным устройством в виде гидравлического затвора. Схема одного из таких предохранительных устройств приведена на рис. II.9. Сущность его работы состоит в следующем: для зарядки предохранительного устройства открывают вентиль *1* на водопроводной трубе и контрольный кран *2*, установленный на трубе *3*. Трубы *3*, *4* и *5* заполняют до тех пор, пока вода не потечет из крана *2*. Высота трубы *4* определяется по рабочему давлению пара в котле (при рабочем давлении $p_{изб}=50$ кПа ее высота $H=5+1=6$ м). При давлении пара в котле выше допустимого предела уровень воды в трубе *3* доходит до низа трубы *5*, после чего уравновешивающий столб воды при дальнейшем превышении давления уже не увеличивается и вода выбрасывается в бак, открывая выход пару из котла через трубу *5* и бак в атмосферу. Труба *4* служит для возврата воды из бака в затвор после снижения давления.

Для безопасной и правильной эксплуатации паровые котлы кроме предохранительных устройств снабжают водоуказательными приборами, пробочными кранами и манометрами: водоуказательные приборы присоединяют к паровому и водяному пространству котла; пробочные краны устанавливают вместо второго водоуказательного прибора на котлах небольшой тепловой мощности; манометр соединяется с паровым пространством котла с помощью сифонной трубки с трехходовым краном.

Для учета расхода питательной воды, подаваемой в паровой котел, или воды, циркулирующей в системе водяного отопления, устанавливают водомер или диафрагмы. Для измерения температуры воды, поступающей в систему водяного отопления и возвращающейся в котел, предусматривают в специальных футлярах (гильзах) термометры. В системах водяного отопления с искусственной циркуляцией у каждого насоса должны быть два манометра: один — на всасывающем патрубке перед насосом, а другой — на напорном после насоса. Кроме того, рекомендуется применять регулятор горения, обеспечивающий получение заданной температуры горячей воды, а также автоматическое включение подпитки системы водой при минимальном уровне стояния ее в расширительном сосуде и выключение подпитки при достижении максимального уровня.

§ 49. Основные принципы проектирования котельных

В процессе разработки строительного проекта здания со встроенной или отдельно стоящей котельной инженер-строитель должен учитывать все специфические требования, предъявляемые к планировке котельной и размещению оборудования.

Встроенную в здание котельную следует расположить по возможности в центральной части подвала или цокольного этажа с окнами, обращенными внутрь квартала, и обособленным входом с улицы или из тамбура лестничной клетки. Выходные двери котельной должны открываться наружу. Необходимо, чтобы встроенная котельная имела несгораемое перекрытие, непроницаемое для газов и с хорошей звукоизоляцией.

Размеры помещений котельной определяются габаритами размещаемого в них оборудования с соблюдением определенных требований, обеспечивающих удобство монтажа, эксплуатации и ремонта оборудования. Как правило, все котлы располагают фронтом по прямой линии параллельно наружной стене, в которой имеются окна.

Проходы между котлами принимают не менее 0,7 м. В некоторых случаях предусматривают установку спаренных котлов. Расстояние от крайних котлов до стен котельной должно быть не менее 1 м. Между фронтом котлов и противоположной стеной расстояние принимается в

зависимости от вида топлива, способа подачи его в котельную, типа котлов и их размещения. При установке котлов типа «Универсал» и сжигании в них твердого топлива это расстояние должно быть 3—3,5 м, а при установке котлов ВНИИСТО-мч — 1,5—2 м. За котлами следует оставлять достаточное место для боровов (1—1,5 м). При установке котлов ВНИИСТО-мч с отводом дымовых газов через патрубок непосредственно во внутристенный дымовой канал достаточно расстояние от котла до стены 0,4 м.

Высоту помещений котельной следует принимать такой, чтобы обеспечивалось удаление избыточного тепла, влаги и газа из рабочей зоны, но не менее 3,2 м. Расстояние от верха котла типа «Универсал» до перекрытия должно быть не менее 1 м. В отдельно стоящих котельных как по соображениям пожарной безопасности, так и для более удобного обслуживания котлов расстояние от верха обмуровки до нижних конструктивных частей перекрытия принимают не менее 2 м.

В котельной средней и большой мощности следует предусматривать отдельные помещения для вспомогательного оборудования (насосов, вентиляторов и др.). В отопительных котельных малой мощности насосы и вентиляторы обычно устанавливают непосредственно в котельных.

В каждой котельной должны быть служебно-бытовые помещения (гардеробная, туалетная, душевая). Число санитарных приборов (унитазов, писсуаров, умывальников) и душевых определяется по числу обслуживающего котельную персонала. В туалетной комнате котельной допускается иметь один унитаз и один умывальник, если число пользующихся туалетной не превышает 20 человек. Число душей должно быть из расчета один душ на каждые 10 человек обслуживающего котельную персонала.

При расчете служебных помещений необходимо руководствоваться СНиП II-92-76 и штатным расписанием обслуживающего персонала, установленным Министерством коммунального хозяйства республики.

Каждую котельную следует оборудовать соответствующей вентиляцией. Удаление избыточного тепла и газа из котельной, встроенной в здание, обеспечивается дутьевыми вентиляторами, забирающими воздух из верхней зоны котельной и подающими его в топку котла. Для удаления избыточного тепла и газов из помещений отдельно стоящих котельных целесообразно устанавливать дефлекторы и крышные вентиляторы. Количество воздуха, забираемого из котельной дутьевыми вентиляторами, в холодный период не должно превышать 75% общего количества приточного воздуха, поступающего в котельную. Чистый воздух должен подаваться в котельную механической приточной вентиляцией или через оконные фрамуги.

При газообразном топливе вытяжная вентиляция должна обеспечивать не менее чем трехкратный воздухообмен без учета воздуха, забираемого дутьевыми вентиляторами. Подача приточной вентиляции должна соответствовать общему количеству воздуха, удаляемого из котельной. Шиберы боровов имеют отверстия для проветривания топок неработающих котлов.

Каждая котельная оборудуется водопроводом и канализацией. При проектировании водопровода и канализации надлежит руководствоваться СНиП II-35-76.

§ 50. Определение необходимой поверхности нагрева котлов

Поверхность нагрева котлов определяют исходя из максимальных тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды (если они имеются).

Суммарную поверхность нагрева котлов $\Sigma F_к$, м^2, определяют по формуле

$$\Sigma F_{\text{к}} = \frac{(1{,}1 \div 1{,}2)\,\Sigma Q_{\text{р}}}{q}, \qquad \text{(II.16)}$$

где $1{,}1 \div 1{,}2$ — коэффициент запаса, учитывающий непроизводительные потери тепла оборудованием котельной и трубопроводами, по которым теплоноситель транспортируется к местам его потребления;
$\Sigma Q_{\text{р}}$ — максимальный расчетный расход тепловой энергии, Вт;
$q = Q_{\text{к}}/F_{\text{к}}$ — допустимое тепловое напряжение поверхности нагрева котла, Вт/м².

Типы котлов по виду теплоносителя и параметрам и их число определяются назначением котлов, необходимым для потребителей суммарным количеством тепла и местными условиями.

При установке котлов в габаритах отапливаемого здания число их должно быть не менее двух и не более четырех, что вполне обеспечит возможность регулирования тепловой мощности котельной установки при колебаниях наружной температуры. Резервные котлы не устанавливают.

Для лучшего использования площади котельной следует устанавливать однотипные котлы.

§ 51. Дымовые трубы, борова и их расчет

Дымовые трубы от котлов в зависимости от мощности котельной установки и строительных условий могут быть внутристенными, приставными (прислонными) и отдельно стоящими.

Внутристенные трубы устанавливают для отвода дымовых газов от котлов небольшой мощности, например от котлов типа ВНИИСТО-мч. Они подробно рассматриваются в главе 17. Приставные (прислонные) трубы примыкают к стенкам здания и имеют самостоятельный фундамент. Конструктивно они не должны быть связаны со стеной. Дымовые трубы этого типа применяются в котельных малой и средней мощности.

Ориентировочная площадь сечения $f_{\text{тр}}$, см², внутристенных или приставных (прислонных) дымовых труб котельной тепловой мощностью до 750 000 Вт подсчитывается по эмпирической формуле

$$f_{\text{тр}} = \frac{0{,}026\,\Sigma Q_{\text{к}}}{\sqrt{h}}, \qquad \text{(II.17)}$$

где $\Sigma Q_{\text{к}}$ — максимальная тепловая мощность котлов, обслуживаемых трубой, Вт;
h — высота трубы, м, измеряемая от уровня колосниковой решетки котла до выходного сечения трубы.

Высоту трубы встроенной котельной принимают такой, чтобы отметка верха трубы превышала отметку конька крыши не менее чем на 1 м, но при любых условиях была не менее 12 м.

Площадь сечения $f_{\text{б}}$, см², борова в свету можно ориентировочно определять по формуле

$$f_{\text{б}} = 0{,}0065\,\Sigma Q_{\text{к}}, \qquad \text{(II.18)}$$

где $\Sigma Q_{\text{к}}$ — максимальная тепловая мощность котлов, обслуживаемых боровом, Вт.

Отдельно стоящие трубы, вынесенные за наружные стены здания не менее чем на 3 м, выполняют из кирпича или реже из листовой стали (рис. II.10). Стальные трубы применяют главным образом при временных котельных. При влажном и сернистом топливе стальные трубы служат не более пяти лет.

Сечение и высота отдельно стоящих труб определяются теплотехническим расчетом. Из санитарно-гигиенических соображений дымовые трубы отдельно стоящих котельных, работающих на твердом и жидком топливе, должны быть высотой не менее 20 м при максимальном расчетном расходе топлива до 1 т/ч и 30 м при максимальном расходе топлива 1—5 т/ч.

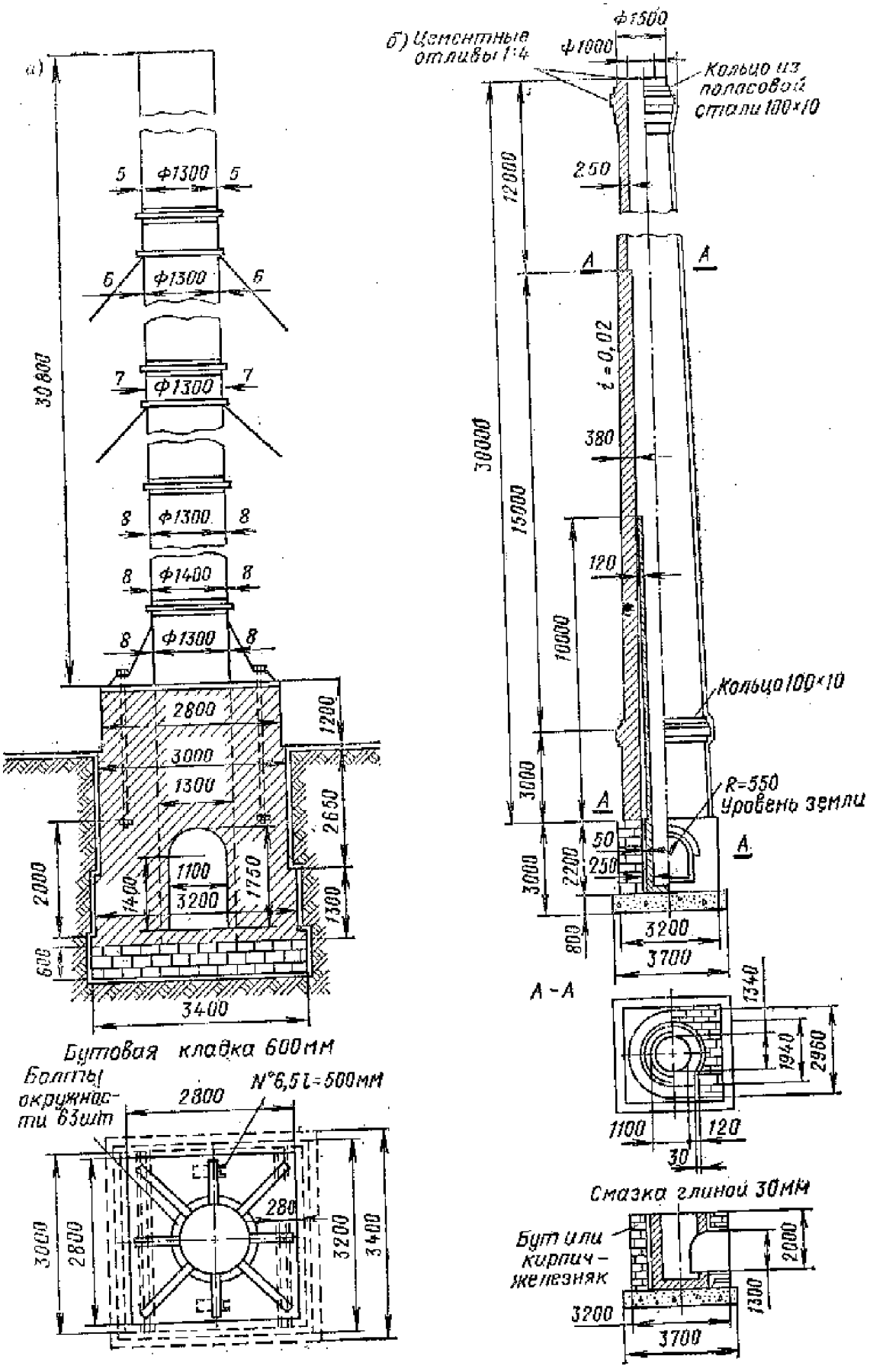


Рис. 11.10. Дымовые трубы

а — стальные; *б* — кирпичные

Если в радиусе 200 м от котельной расположены здания высотой более 15 м, то минимальную высоту трубы принимают равной 45 м.

§ 52. Расчет годового расхода топлива на отопление и вентиляцию. Определение размеров топливного склада

Годовой расход топлива $B_{\text{год.от}}$, кг, на отопление можно определить по уравнению

$$B_{\text{год.от}} = \frac{3{,}6\, a Q_{\text{год.от}}\, 10^4}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}\, \eta_{\text{к.у}}}, \qquad \text{(II.19)}$$

где 3,6 — коэффициент перевода единиц Вт в кДж/ч;
a — коэффициент запаса топлива, равный 1,1—1,2;
$Q_{\text{год.от}}$ — годовой расход тепла на отопление, МВт;
$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;
$\eta_{\text{к.у}}$ — коэффициент полезного действия котельной установки, равный 0,6—0,7.

Годовой расход тепла $Q_{\text{год.от}}$, МВт, на отопление вычисляется по теплопотере здания при средней температуре наружного воздуха за отопительный период:

$$Q_{\text{год.от}} = \frac{Q_{\text{от}}}{10^6}\left(\frac{t_{\text{в}} - t_{\text{н.ср}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}\right) 24n, \qquad \text{(II.20)}$$

где $Q_{\text{от}}$ — максимальный (расчетный) часовой расход тепла на отопление жилых и общественных зданий с круглосуточным равномерным тепловым режимом, Вт;
n — продолжительность отопительного периода по числу дней с устойчивой средней суточной температурой наружного воздуха 8° С и ниже (см. прил. 2);
24 — продолжительность суток, ч;
$t_{\text{в}}$ — температура внутреннего воздуха отапливаемых помещений, °С (см. прил. 3);
$t_{\text{н}}$ — расчетная наружная температура воздуха, °С (см. прил. 2);
$t_{\text{н.ср}}$ — средняя наружная температура воздуха за отопительный период, °С (см. прил. 2).

Годовая потребность в тепловой энергии $Q_{\text{год.от}}$, МВт, для отопления административных и производственных зданий с дежурным отоплением в нерабочее время определяется по формуле

$$Q_{\text{год.от}} = \frac{Q_{\text{от}}\,(n-a)\,T\,(t_{\text{в}} - t_{\text{н.ср}}) + Q_{\text{от}}\,(t_{\text{деж}} - t_{\text{н.ср}})\,(24n - nT + aT)}{(t_{\text{в}} - t_{\text{н}})\,10^6}, \qquad \text{(II.21)}$$

где a — сумма нерабочих дней за отопительный период;
T — продолжительность работы цеха (отдела) в сутки, ч;
$t_{\text{деж}}$ — температура внутреннего воздуха в помещениях в нерабочее время, равная 5° С.

Годовой расход топлива $B_{\text{год.в}}$ на вентиляцию можно определить по уравнению

$$B_{\text{год.в}} = \frac{3{,}6\, a Q_{\text{год.в}}\, 10^6}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}\, \eta_{\text{к.у}}}, \qquad \text{(II.22)}$$

где $Q_{\text{год.в}}$ — годовой расход тепла на вентиляцию, МВт;

$$Q_{\text{год.в}} = \frac{(n-a)\,T\,(t_{\text{пр}} - t_{\text{н.ср}})}{10^6}\left(\frac{Q_{\text{в}}'}{t_{\text{пр}} - t_{\text{н}}} + \frac{Q_{\text{в}}''}{t_{\text{пр}} - t_{\text{н.в}}}\right). \qquad \text{(II.23)}$$

Здесь $Q_{\text{в}}'$ — максимальный часовой расход тепла на вентиляцию для систем, работающих при расчетной отопительной температуре $t_{\text{н}}$ наружного воздуха, Вт;
$Q_{\text{в}}''$ — максимальный часовой расход тепла на вентиляцию для систем, работающих по расчетной зимней вентиляционной температуре $t_{\text{н.в}}$ наружного воздуха, Вт;
$t_{\text{пр}}$ — температура приточного воздуха, подаваемого в помещение, °С;
$t_{\text{н.в}}$ — расчетная наружная температура для вентиляции, °С (см. прил. 2).

Размеры топливного склада при котельной, встроенной в здание, определяются из расчета хранения запаса топлива, соответствующего 25—30-дневной потребности при расчетной наружной температуре, что

составляет 20—25% годового расхода топлива, вычисленного по формулам (II.19) и (II.22).

Минимальная площадь $F_{скл}$, м², склада определяется по формуле

$$F_{скл} = 600\frac{B}{\rho h}, \qquad (II.24)$$

где B — расход топлива на отопление и вентиляцию, кг/ч, при расчетной наружной температуре:

$$B = \frac{3{,}6\Sigma Q}{Q_н^р \eta_{к.у}};$$

ρ — объемная масса топлива, кг/м³;
h — высота штабеля, принимаемая для дров и торфа равной 4 м, для каменного угля 2 м, для антрацита 2,5 м, для бурого угля 1,5 м;
ΣQ — часовой расход тепла на отопление и вентиляцию, Вт;
$Q_н^р$ — теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Размеры складов угля и торфа отдельно стоящих котельных определяются из расчета: при регулярной доставке топлива автотранспортом — не более недельного запаса, при доставке по железной дороге — не более двухнедельного запаса.

Часовой расход топлива принимается при средней температуре самого холодного месяца (СНиП II-А.6-72).

§53. Компоновка котельных

Компоновка котельной, расположенной в подвале здания, показана на рис. II.11. В котельной установлены два чугунных односторонних котла типа «Универсал-6», предназначенных для нагревания воды си-

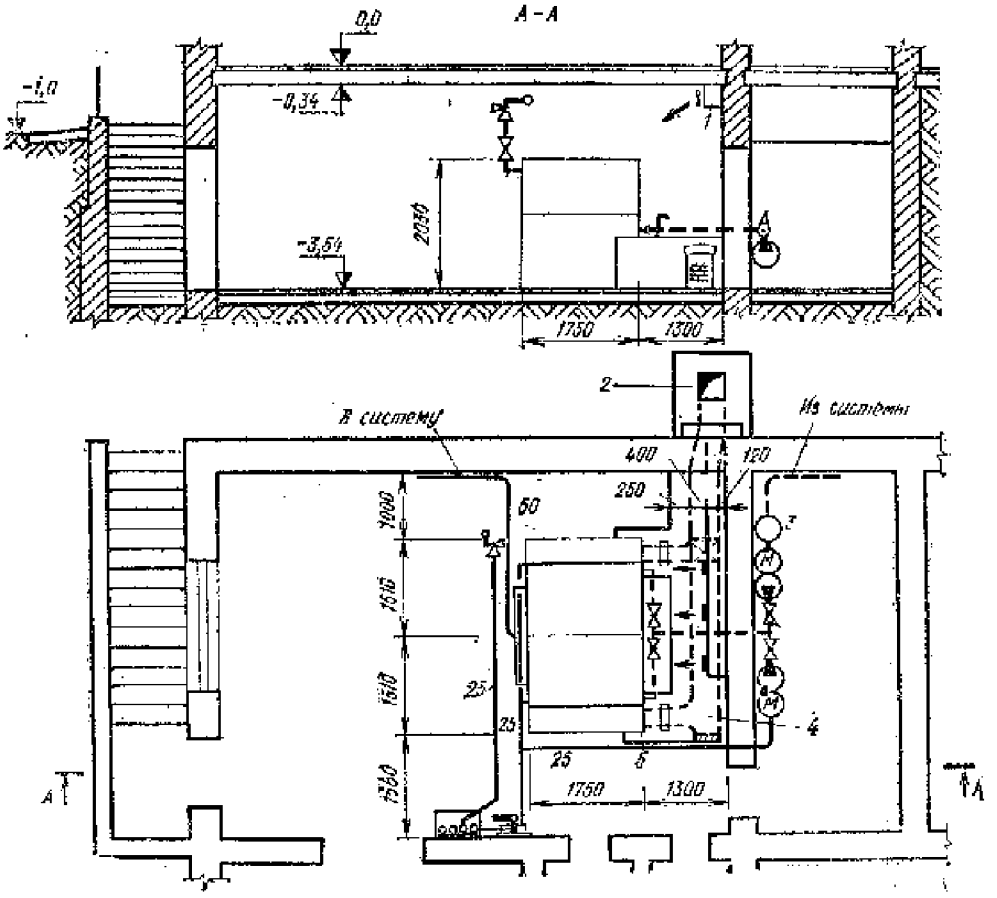


Рис. II.11. План и разрез котельной

1 — приточный воздуховод 300×300, *2* — дымовая труба 380×380; *H*=20 м; *3* — грязевик; *4* — боров 400×700 (*h*); *5* — чистка

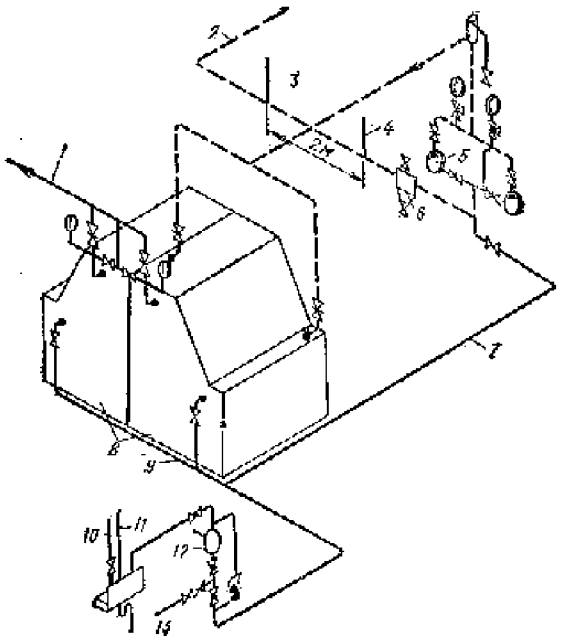
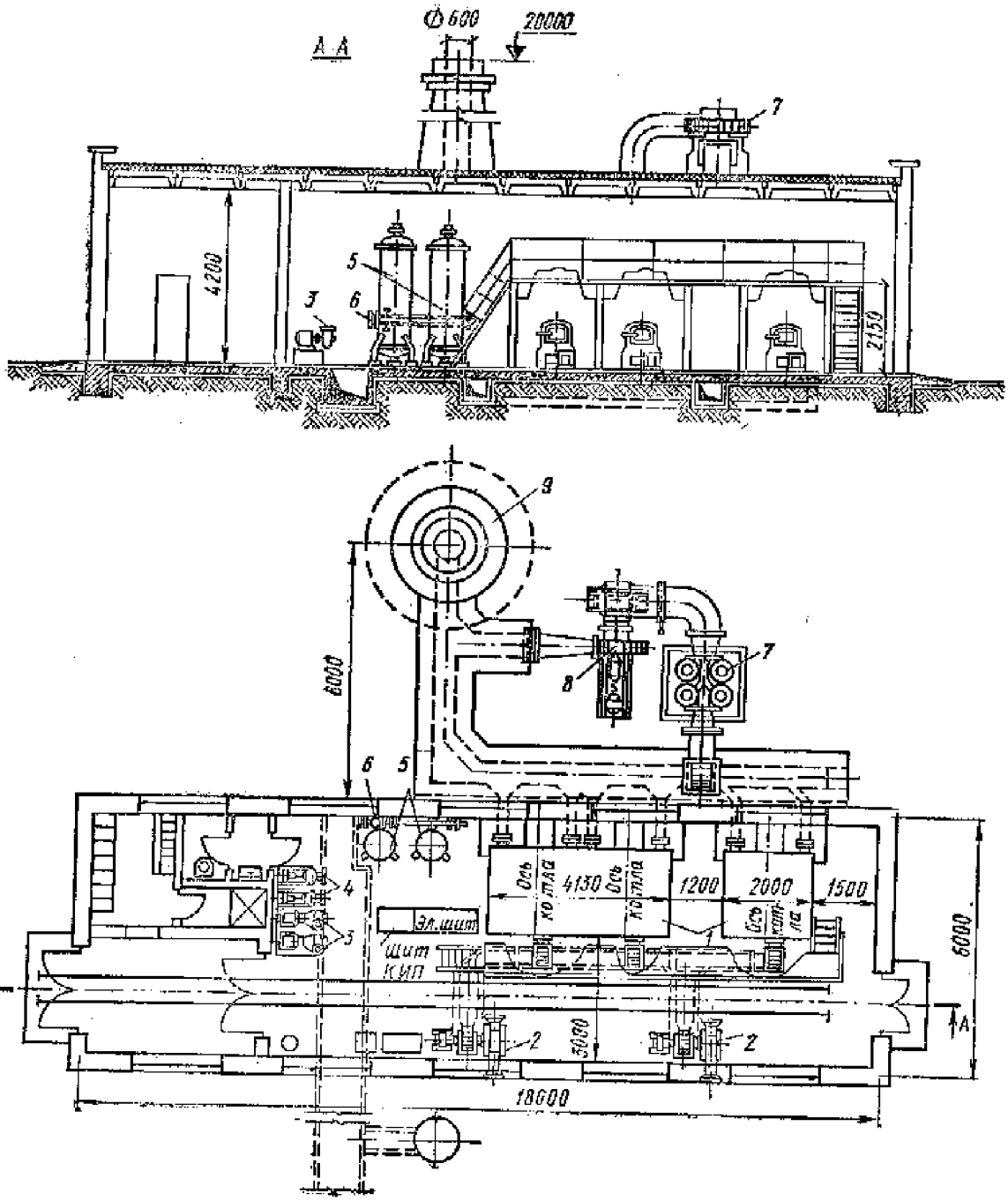


Рис. II.12. Схема котельной

1 — в систему отопления; *2* — из системы отопления; *3* — соединительная труба к расширительному сосуду; *4* — циркуляционная труба от расширительного сосуда; *5* — циркуляционные насосы типа ЦНИПС; *6* — грязевик; *7* — трубопровод для подпитки системы; *8* — водогрейные односторонние котлы «Универсал-6»; *9* — трубопровод для опорожнения котлов; *10* — сигнальная от расширительного сосуда; *11* — переливная от расширительного сосуда; *12* — ручной насос; *13* — от водопровода

Рис. II.13. Пример компоновки отдельно стоящей котельной средней мощности

1 — котел «Универсал-6»; *2* — дутьевые вентиляторы; *3* — насосы сетевой воды; *4* — подпиточные насосы; *5* — катионитовые фильтры; *6* — подогреватель водо-водяной; *7* — золоулавливающая группа из четырех циклонов; *8* — дымососы; *9* — дымовая труба



стемы центрального отопления. Непрерывная циркуляция воды в системе отопления обеспечивается одним диагональным насосом ЦНИПС при наличии одного резервного. Топки котлов внешние. У каждого котла в качестве предохранительного устройства предусмотрена обводная линия с обратным клапаном, который пропускает воду из котла в систему. В этом случае даже при растопке котла с закрытыми задвижками повышения давления не будет. В плане котельной показаны дымовая труба и боров с чистками и шиберами у каждого котла. При котельной предусмотрены склад для топлива и бытовые помещения: комната для кочегара, туалет и душ (на рисунке не показаны).

Схема присоединения котлов к системе отопления приведена на рис. II.12. Пример компоновки отдельно стоящей котельной показан на рис. II.13. В котельной установлены три чугунных водогрейных котла «Универсал-6», два из них — в спаренной обмуровке. Общая тепловая мощность котельной при работе на антраците составляет 2 МВт. Размер здания котельной в плане 6×18 м. Высота котельной 4,2 м. Котлы, насосы, вентиляторы, оборудование для химической очистки питательной воды и водонагреватели расположены в котельном зале на отметке ±0,00. Дымосос и золоулавливающая установка размещаются вне здания котельной. Служебно-бытовые помещения предусмотрены в торце здания.

Глава 10. ЦЕНТРАЛИЗОВАННОЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ

§ 54. Котельные большой мощности и теплоэлектроцентрали

В СССР централизованное снабжение теплом жилых, общественных и промышленных зданий осуществляется от котельных большой мощности или от теплоэлектроцентралей.

В 1975 г. потребление тепла низкого и среднего потенциала по стране составило 10 млрд. ГДж, из них централизованным путем, т. е. от теплоэлектроцентралей, промышленных и районных котельных большой мощности и теплоутилизационных установок, — свыше 7 млрд. ГДж.

Котельные большой мощности сооружают для обеспечения теплом крупного комплекса зданий, нескольких микрорайонов или района города. Этот вид теплоснабжения имеет ряд преимуществ перед теплоснабжением от котельных малой и средней мощности, рассмотренных в главе 9: более высокий коэффициент полезного действия котельной установки, меньшее загрязнение атмосферного воздуха, меньший расход топлива на единицу тепловой мощности, бо́льшие возможности механизации и автоматизации, меньший штат обслуживающего персонала и т. д.

Преимущества укрупнения источников теплоснабжения видны из следующего сопоставления: стоимость сооружения одной котельной мощностью 100 МВт в 6—7,5 раза ниже стоимости строительства 100 котельных мощностью по 1 МВт. Тепловая мощность современных отопительных водогрейных котельных достигает 200 МВт и отопительно-производственных паровых — 100 т пара в 1 ч.

Для отопительных и отопительно-производственных котельных большой мощности промышленностью выпускаются водогрейные котлы типа ТГВ, ТГВМ, ПТВМ, КВ и др. тепловой мощностью до 60 МВт и паровые — ДКВР, КРШ и др. паропроизводительностью до 35 т/ч.

Высшей формой централизованного теплоснабжения является теплофикация, при которой тепловая энергия получается от теплоэлектроцентралей (ТЭЦ), вырабатывающих два вида энергии — электрическую и тепловую. Комбинированная, т. е. совместная выработка электрической и тепловой энергии при резком уменьшении потерь в конденсаторе по-

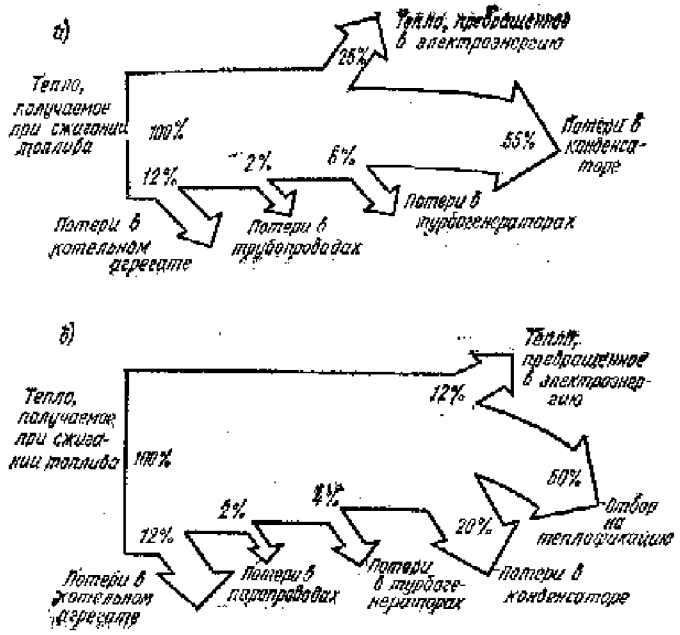


Рис. II.14. Тепловой баланс КЭС и ТЭЦ

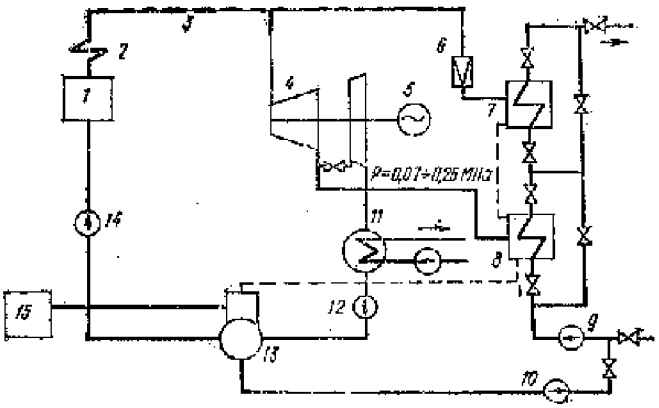


Рис. II.15. Схема ТЭЦ с пиковым подогревателем

1 — паровой котел; *2* — пароперегреватель; *3* — паропровод; *4* — турбина; *5* — генератор; *6* — редукционно-охладительная установка (РОУ); *7* — пиковый подогреватель; *8* — основной подогреватель; *9* — сетевой насос; *10* — подпиточный насос; *11* — конденсатор; *12* — конденсатный насос; *13* — деаэратор; *14* — питательный насос; *15* — химическая водоподготовка

вышает КПД тепловой станции, работающей на органическом топливе, до 60—65%, тогда как КПД современной конденсационной электрической станции (КЭС) не более 40%. Примерный тепловой баланс КЭС и ТЭЦ приведен на рис. II.14.

На рис. II.15 приведена принципиальная схема ТЭЦ «коммунального типа» с пиковым сетевым подогревателем, который покрывает пиковую тепловую нагрузку. Вода из тепловой сети прокачивается насосом сначала через основной подогреватель, затем — через пиковый подогреватель. В основной подогреватель поступает пар из регулируемого отбора турбины давлением $p_{абс}$=70—250 кПа. Сетевая вода нагревается до 110—120° С. В холодные дни года, когда тепла нужно больше, чем может дать отбор турбины, включается пиковый подогреватель. В пиковый подогреватель подается пар давлением $p_{абс}$=500—700 кПа, и вода, поступающая из основного подогревателя, подогревается до 130—150° С.

Та часть пара из регулируемого отбора турбины, которая не используется для подогрева воды, циркулирующей в системе теплоснабжения, проходит через ступень низкого давления турбины, а затем с давлением $p_{абс}=4\div5$ кПа поступает в конденсатор, где превращается в конденсат. Конденсат из подогревателя и конденсатора направляется через деаэратор в котел.

Редукционно-охладительная установка (РОУ) требуется вследствие того, что пар поступает из котельного агрегата при больших давлениях 10—15 МПа и выше и высоких температурах (500—600° С), тогда как

для подогрева сетевой воды достаточно иметь пар давлением $p_{абс}$ = = 0,5÷0,7 МПа и температуру не выше 200° С.

В последнее время вместо пиковых подогревателей устанавливают пиковый водогрейный котел, что представляет собой более совершенный способ второго подогрева сетевой воды.

Централизованное теплоснабжение, осуществляемое от котельных большой мощности, в настоящее время составляет около 40%, а от теплоэлектроцентралей — почти 55%, остальное незначительное количество тепла потребители получают от других источников.

§ 55. Устройство тепловых сетей

Тепловая энергия в виде горячей воды или пара транспортируется от ТЭЦ или котельной к потребителям (к жилым домам, общественным зданиям и промышленным предприятиям) по специальным трубопроводам, называемым тепловыми сетями (рис. II.16). Трасса тепловых сетей в городах и других населенных пунктах должна предусматриваться в отведенных для инженерных сетей технических полосах. Тепловые сети разделяются на магистральные, прокладываемые на главных направлениях населенного пункта, распределительные — внутри квартала, микрорайона — и ответвления к отдельным зданиям.

Схемы тепловых сетей применяют, как правило, лучевые (рис. II.17). Во избежание перерывов в снабжении теплом потребителя предусматривают соединение отдельных магистральных сетей между собой, а также устройство перемычек между ответвлениями. Радиус действия водяных сетей во многих городах достигает значительной величины (15 км и более). В больших городах при наличии нескольких крупных источников тепла сооружают более сложные тепловые сети по кольцевой схеме (рис. II.18).

В зависимости от вида теплоносителя тепловые сети делятся на водяные и паровые. Водяные сети разделяются на «закрытые» и «открытые». В закрытых сетях вся вода возвращается к источнику теплоснабжения, в открытых вода разбирается потребителями на горячее водоснабжение. Качество воды в «открытой» тепловой сети должно отвечать требованиям ГОСТ на питьевую воду.

Паровые сети устраивают преимущественно двухтрубными. Возврат конденсата осуществляется по отдельной трубе — конденсатопроводу. Пар от ТЭЦ по паропроводу со скоростью 40—50 м/с и более идет к месту потребления. В тех случаях, когда пар используется в теплообменниках, конденсат его собирается в конденсационных баках, откуда насосами по конденсатопроводу возвращается в ТЭЦ.

По способу прокладки тепловые сети делятся на подземные и надземные (воздушные). Надземная прокладка труб (на отдельно стоящих мачтах или эстакадах, на кронштейнах, заделываемых в стены здания) применяется на территориях промышленных предприятий, при сооружении тепловых сетей вне черты города, при пересечении оврагов и т. д. На рис. II.19 показан теплопровод, проложенный на мачтах. Надземная прокладка тепловых сетей рекомендуется преимущественно при высоком стоянии грунтовых вод.

Преобладающим способом прокладки труб тепловых сетей является подземная прокладка: в проходных каналах и коллекторах совместно с другими коммуникациями; в полупроходных и непроходных каналах; бесканальная (в защитных оболочках различной формы и с засыпкой теплоизоляцией).

Наиболее совершенный, но и более дорогой способ представляет собой прокладка теплопроводов в проходных каналах (рис. II.20), которые применяются при нескольких теплопроводах больших диаметров. Температура воздуха в каналах не должна быть выше 50° С, а во время

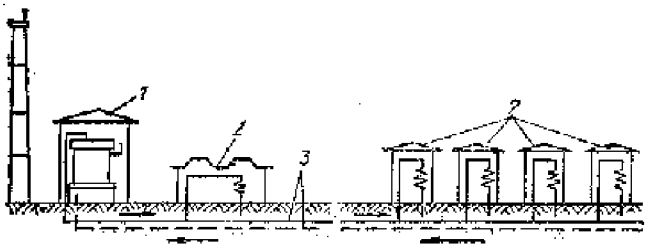


Рис. II.16. Принципиальная схема теплоснабжения от отдельно стоящей котельной или ТЭЦ

1 — котельная или ТЭЦ; *2* — теплопотребляющие системы; *3* — теплопроводы

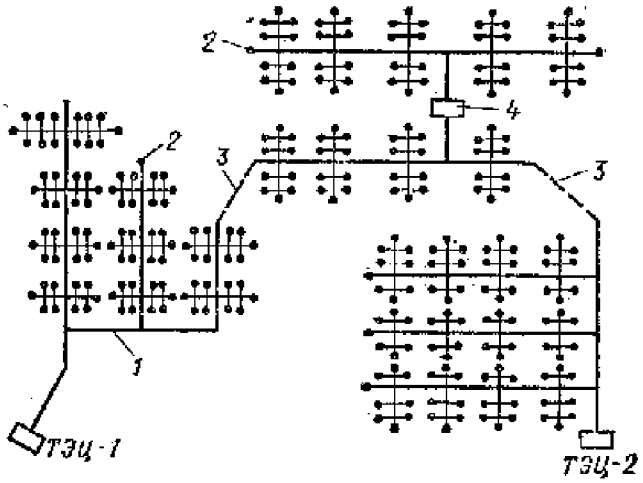


Рис. II.17. Схема лучевой тепловой сети

1 — лучевые магистрали; *2* — потребители тепла; *3* — перемычки; *4* — котельная

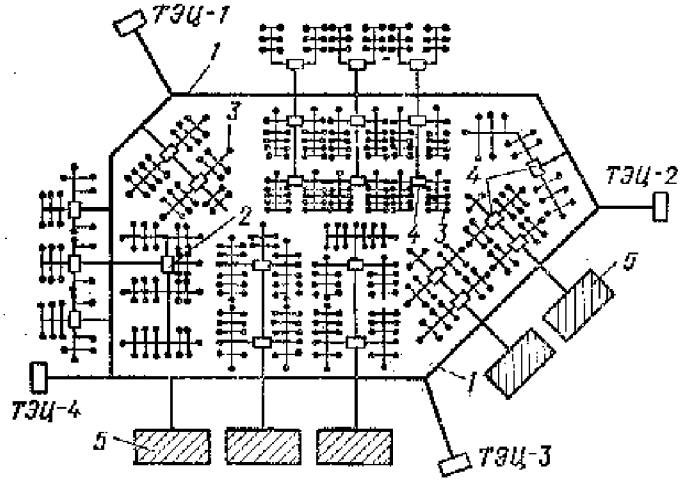


Рис. II.18. Схема кольцевой тепловой сети

1 — кольцевая магистраль; *2* — котельная; *3* — потребители тепла; *4* — центральный тепловой пункт (ЦТП); *5* — промышленные предприятия

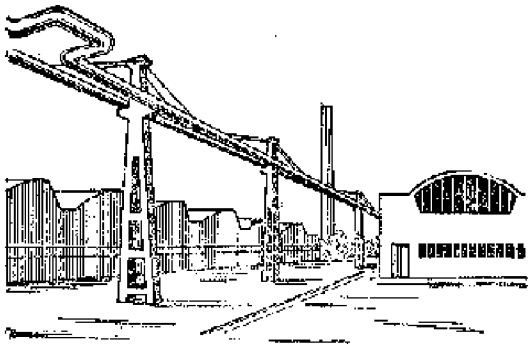


Рис. II.19. Теплопровод, проложенный на мачтах

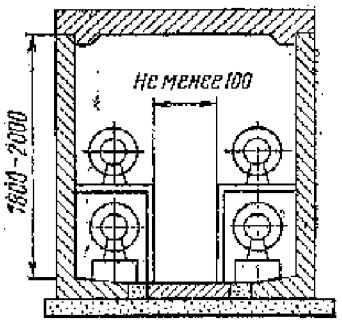


Рис. II.20. Проходной канал из сборных железобетонных блоков

периодического осмотра и ремонта — не более 40° С. При более высокой температуре воздуха в каналах предусматривается естественная или механическая вентиляция.

Вытяжные шахты на трассе размещаются примерно через 100 м. В первую очередь они предусматриваются в конечных пунктах тупиковых участков тепловой сети. Приточные шахты располагают между вытяжными и по возможности объединяют с аварийными люками. На участках тепловых сетей с большим количеством трубопроводов и высокой температурой теплоносителей требуется устройство механической вентиляции. В этом случае вентиляторы с электродвигателями устанавливают в вытяжных и приточных шахтах или в специальных нишах, нередко совмещаемых с входами в канал. При температуре воздуха в каналах ниже 40° С их периодически проветривают, открывая люки и входы. Во время производства ремонтных работ можно применять механический передвижной вентиляционный агрегат.

Согласно правилам техники безопасности, проходные каналы должны иметь через каждые 300 м люки и низковольтное электрическое освещение. В больших городах строят так называемые городские коллекторы, в которых прокладывают теплопроводы, водопровод, электрические и телефонные кабели.

Полупроходные каналы строят под проездами с интенсивным уличным движением, под железнодорожными путями, при пересечении зданий, где затруднено вскрытие теплопроводов для ремонта. Высота их обычно не превышает 1600 мм, ширина прохода между трубами 400—500 мм.

В практике централизованного теплоснабжения наиболее широко применяются непроходные каналы (рис. II.21). Во многих городах СССР применяют каналы из лотковых элементов типа КЛ и КЛс, перекрываемые плоскими железобетонными плитами (рис. II.21, *а*). Каналы КЛс (рис. II.21, *г*) имеют два лотковых элемента, уложенных один на другой и соединенных на цементном растворе с помощью двутавровых балок. В каналах типа КС (рис. II.21, *б*) стеновые панели устанавливают в пазы плиты днища и замоноличивают бетоном. На рис. II.21, *в* представлен поперечный разрез непроходного канала с кирпичными стенками. Дренаж предусматривают при высоком стоянии грунтовых вод.

По трассе подземного теплопровода должны устраиваться специальные камеры и колодцы для установки арматуры, измерительных приборов, сальниковых компенсаторов и др., а также ниши для П-образных компенсаторов. Подземный теплопровод прокладывают на скользящих опорах. Расстояние между опорами принимают в зависимости от диаметра труб, причем опоры подающего и обратного трубопроводов устанавливают вразбежку.

На рис. II.22 приведены основные конструктивные элементы тепловой сети. Тепловые сети в целом, особенно магистральные, являются серьезным и ответственным сооружнием. Их стоимость по сравнению с затратами на строительство ТЭЦ составляет значительную часть. Распределение стоимости прокладки тепловых сетей между строительными, монтажными и изоляционными работами может быть представлено в следующем виде: 1) стоимость строительных работ для внутриквартальных и межквартальных тепловых сетей в сухих грунтах составляет 80% и в мокрых 90% общей стоимости трассы, остальные 10—20% соответственно составляют стоимость монтажных и изоляционных работ; 2) стоимость строительных работ для магистральных тепловых сетей в сухих грунтах составляет в среднем 55%, в мокрых 75%.

Бесканальный способ прокладки теплопровода — самый дешевый. Применение его позволяет снизить на 30—40% строительную стоимость тепловых сетей, значительно уменьшить трудовые затраты и расход

строительных материалов. На рис. II.23 показана бесканальная прокладка теплопроводов в монолитных цилиндрических оболочках из армированного пенобетона. Блоки теплопровода изготовляют на заводе. Монтаж теплопроводов на трассе сводится лишь к укладке автокраном блоков в траншею и сварке стыков.

Заглубление тепловых сетей от поверхности земли или дорожного покрытия до верха перекрытия канала или коллектора принимается при наличии дорожного покрытия — 0,5 м, без дорожного покрытия — 0,7 м.

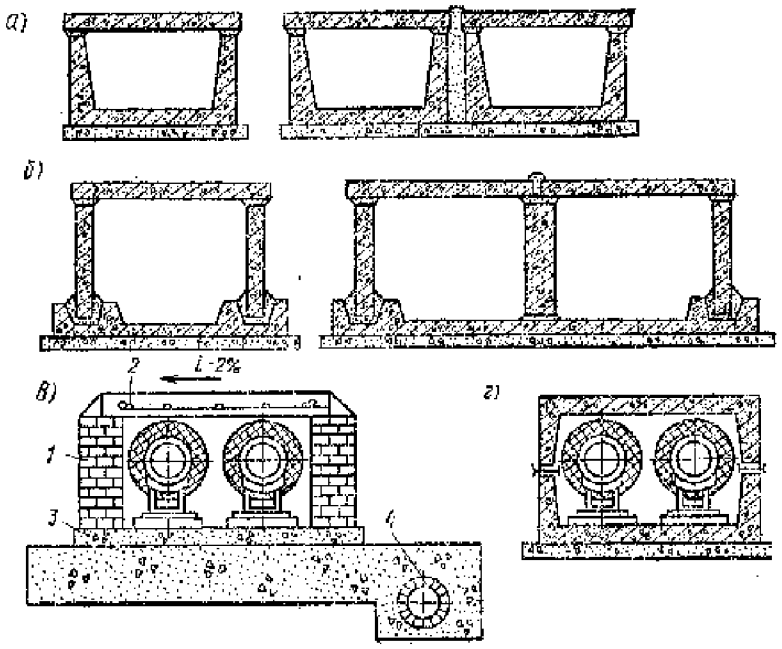


Рис. II.21. Непроходные каналы

1 — стенка; *2* — перекрытие канала; *3* — основание; *4* — дренаж

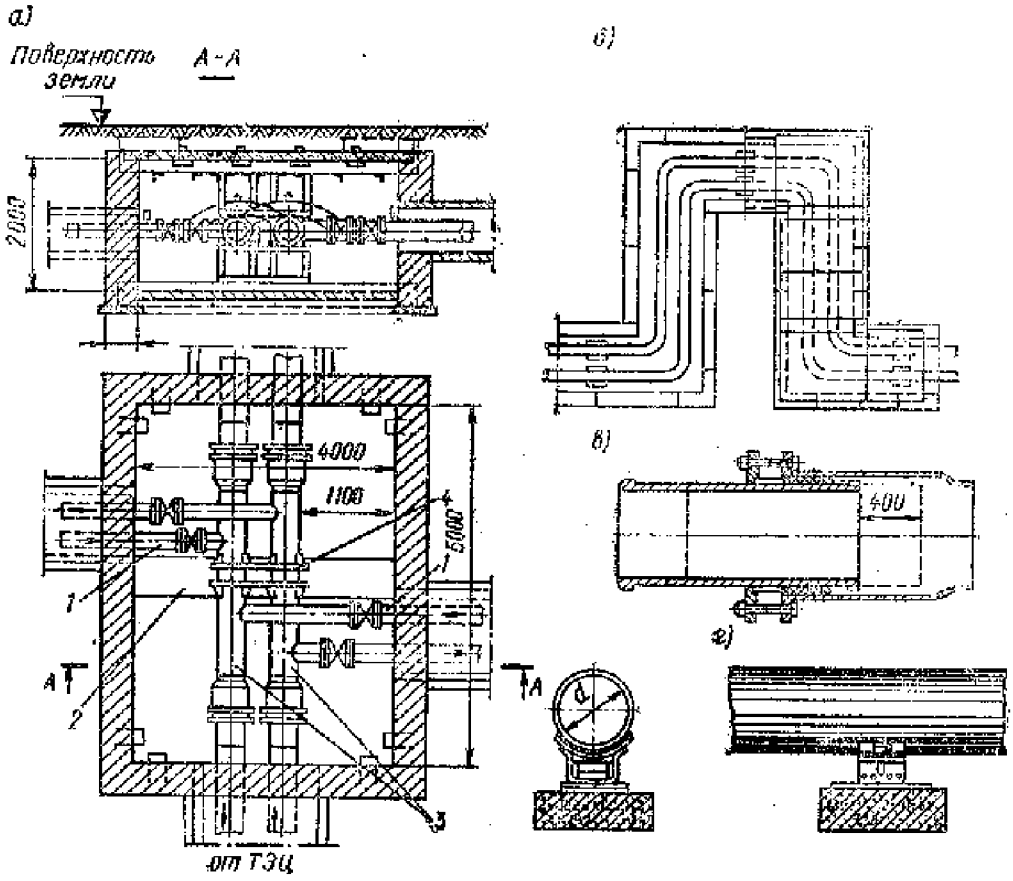


Рис. II.22. Конструктивные элементы тепловых сетей

а — камера тепловой сети; *б* — сборная плита П-образных компенсаторов; *в* — сальниковый компенсатор; *г* — скользящая опора; *1* — термометр; *2* — бетонировка; *3* — манометр; *4* — неподвижная опора

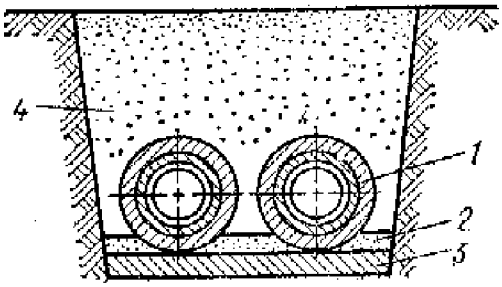


Рис. 11.23. Бесканальная прокладка теплопроводов в монолитных оболочках из армированного пенобетона

1 — армопенобетонная оболочка; *2* — песчаная подсыпка; *3* — бетонная подготовка; *4* — грунт

§ 56. Присоединение теплопотребляющих систем к тепловой сети и оборудование теплового пункта

Место, где теплопотребляющие системы присоединяют к тепловой сети (ввод) и где устанавливают оборудование, арматуру и приборы для подготовки теплоносителя (воды или пара) и распределения его по отдельным системам, а также для регулирования и учета расхода теплоносителя называется тепловым пунктом.

Тепловые пункты устраивают как индивидуального типа — для каждого здания, так и групповые—для группы зданий. Схема и оборудование теплового пункта зависят от вида и параметров теплоносителя и назначения теплопотребляющей системы. Помещение, в котором размещается тепловой пункт, должно быть изолированным и доступным для обслуживающего персонала в любое время. Размеры помещения определяются габаритами оборудования. Минимальные размеры помещения теплового пункта в жилом или общественном здании: ширина 2 м, глубина 5 м и высота до выступающих конструкций 1,8 м. Входная дверь должна открываться наружу. Помещение теплового пункта должно быть оборудовано водопроводом и канализацией, вытяжными вентиляционными каналами, а также иметь по возможности кроме искусственного и естественное освещение.

Для присоединения теплопотребляющих систем к водяным тепловым сетям используются две принципиально отличные схемы — зависимая и независимая. При зависимой схеме присоединения вода из тепловой сети поступает непосредственно в системы абонентов. При независимой схеме вода из сети поступает в теплообменный аппарат, где нагревает вторичный теплоноситель, используемый в системах.

Рассмотрим схемы присоединения систем отопления к водяной тепловой сети (рис. 11.24).

1. Непосредственное присоединение системы к подающему теплопроводу (рис. 11.24, *а*). Так присоединяются системы водяного отопления зданий, в которых температура поверхности нагревательных приборов не ограничивается, и системы воздушного отопления.

2. Непосредственное присоединение с установкой водоструйного элеватора для подмешивания охлажденной воды (рис. 11.24, б). Этот способ присоединения еще широко применяется при застройке жилых кварталов зданиями до 12 этажей. Вода из подающего теплопровода поступает после регулятора расхода РР через патрубок *1* в элеватор Э. Через участок трубопровода *2* в элеватор подсасывается часть охлажденной воды, возвращающейся из системы в обратный теплопровод сети. Смешанная вода подается элеватором в систему отопления по трубопроводу *3*.

3. Непосредственное присоединение с установкой насоса для подмешивания охлажденной воды (рис. 11. 24, *в*). Этот вариант зависимого присоединения при соответствующих насосах может применяться вместо элеваторной схемы, а также в тех случаях, когда на вводе разность давлений для работы элеватора недостаточна.

4. Присоединение по независимой схеме, т. е. с помощью теплообменного аппарата — водяного водонагревателя (рис. 11.24, *г*). При незави-

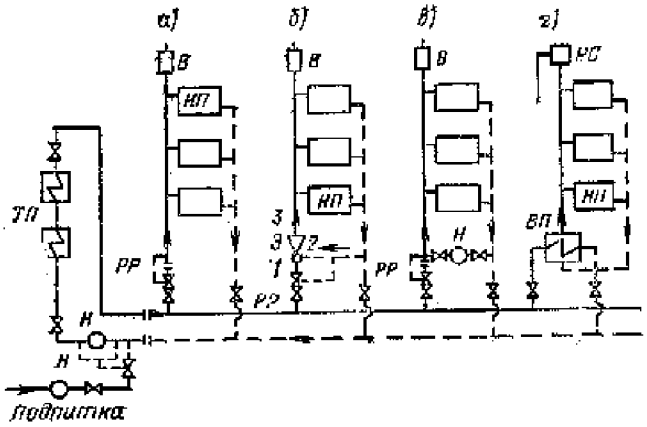
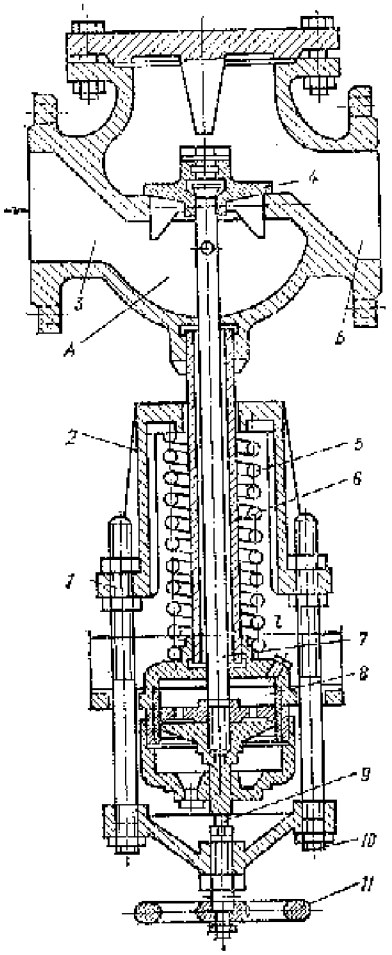


Рис. II.24. Схемы присоединения систем отопления к водяной тепловой сети

РС — расширительный сосуд; ТП — теплофикационные подогреватели; ВП — водоводогреватель; НП — нагревательные приборы; Э — элеватор; В — воздухосборник; Н — насос; РР — регулятор расхода



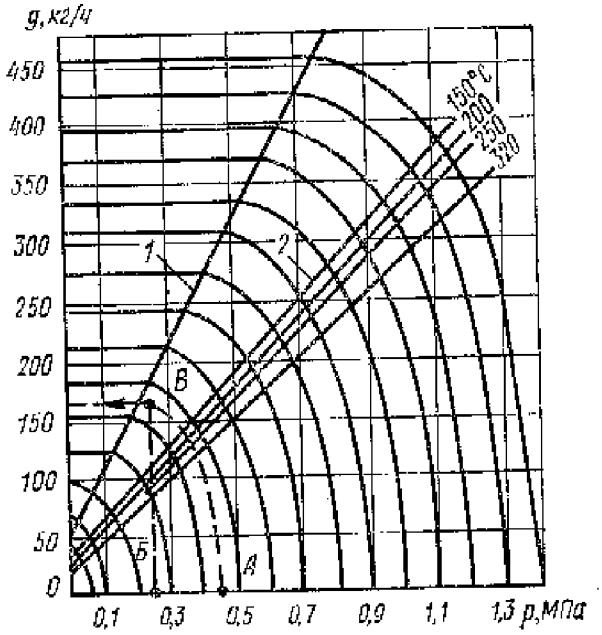


Рис. II.26. Номограмма для подбора редукционных клапанов

1 — температура насыщенного пара; *2* — температура перегретого пара

Рис. II.25. Редукционный клапан

1, *10* — траверсы; *2* — цилиндр; *3* — входное отверстие; *4* — золотник; *5* — пружина; *6* — трубка; *7* — шток; *8* — поршень; *9* — шпиндель; *11* — маховик; *А*, *Б* — камеры

симой схеме присоединения давление в местной системе не зависит от давления в тепловой сети. В связи с увеличением тепловой нагрузки и радиуса действия тепловых сетей эта схема является более рациональной, она лучше согласуется с новыми повышенными требованиями к присоединению системы отопления к тепловым сетям.

Системы парового отопления, калориферы и тепловые установки технологического назначения присоединяются к паровым сетям непосредственно или через редукционный клапан, которым достигается снижение давления. На рис. II.25 показан широко распространенный пружинный редукционный клапан, принцип действия которого основан на дросселировании пара. Пар высокого давления поступает в корпус клапана слева, как показано на рисунке стрелкой, и проходит через кольцеобразную щель, образовавшуюся вследствие подъема золотника над седлом; давление пара при этом снижается, и он выходит с пониженным давлением. Устанавливается требуемое давление пара с помощью пиж-

него маховика, поднимающего золотник на ту или иную высоту. Нормальная работа редукционного клапана обеспечивается, если отношение давлений до и после клапана не более 5. При большем перепаде следует устанавливать два клапана последовательно.

В отличие от обычного вентиля, которым тоже можно понижать давление пара, с помощью редукционного клапана можно, кроме того, автоматически поддерживать на требуемом уровне давление пара за редуктором.

Для подбора редукционного клапана можно пользоваться номограммой А. В. Хлудова (рис. II.26).

Пример II.1. Требуется снизить давление сухого насыщенного пара с $p_1=0{,}45$ МПа до $p_2=0{,}25$ МПа. Расход пара 840 кг/ч.

Решение. На оси абсцисс (рис. II.26) находим точку A ($p_1=0{,}45$ МПа) и из нее проводим кривую линию AB до пересечения с перпендикуляром, восстановленным из точки $Б$ ($p_2=0{,}25$ МПа), как показано на рисунке пунктиром. По точке B находим количество пара, кг, проходящего за 1 ч через 1 см^2 сечения клапана $g=161$ кг/(ч·см^2).

При заданном расходе пара 840 кг/ч сечение равно

$$f=\frac{840}{161}=5{,}2 \text{ см}^2.$$

Руководствуясь данными табл. II.3, принимаем редукционный клапан $D_y=50$ мм, имеющий сечение прохода 5,3 см^2.

Таблица II.3. **Сечения прохода редукционных клапанов**

Условный проход присоединительных патрубков клапана D_y, мм	25	32	40	50	70	80	100	125	150
Сечение прохода клапана f, см^2	2	2,8	3,48	5,3	9,45	13,2	23,5	26,8	52,2

Некоторые дополнительные сведения о редукционном клапане приведены в § 89.

Системы водяного отопления присоединяются к паровым сетям по схеме, аналогичной той, которая приведена на рис. II.24, *г*, но вместо водо-водяного нагревателя устанавливается пароводяной нагреватель. Первичным теплоносителем в пароводяном нагревателе служит пар, вторичным — вода. Для предотвращения прорыва пара из какой-либо теплопотребляющей системы в конденсатопровод устанавливают конденсатоотводчики, которые пропускают конденсат и задерживают пар. Наша промышленность выпускает конденсатоотводчики термодинамические, с опрокинутым поплавком и термостатические.

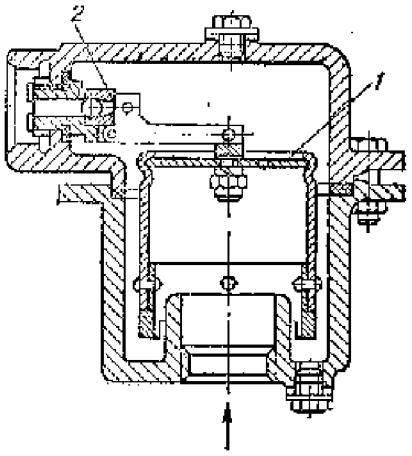


Рис. II.27. Конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком типа 45ч9нж

1 — опрокинутый поплавок; *2* — клапан

На рис. II.27 приведен конденсатоотводчик с опрокинутым поплавком типа 45ч9нж, надежно работающий при перепаде давления 0,05 МПа и более. Конденсатоотводчик работает следующим образом: при поступлении под его поплавок смеси пара и конденсата поплавок всплывает. Соединенный с ним рычагом шаровой клапан закрывает выходное отверстие. При дальнейшем поступлении конденсата поплавок заполняется им и опускается вниз, открывая выходное отверстие. Затем после выхода части конденсата давление на дно поплавка уменьшается, поплавок всплывает и цикл повторяется сначала.

Конденсатоотводчики подбирают по таблицам, приведенным в справочной литературе [24, 28]. При установке конденсатоотводчика предусматривают устройство обводной линии, служащей для пропуска конденсата во время прочистки и ремонта конденсатоотводчика.

§ 57. Тепловая изоляция теплопроводов и противокоррозионные мероприятия

Тепловая изоляция теплопроводов имеет огромное значение в экономике централизованного теплоснабжения. Благодаря тепловой изоляции уменьшаются падение температуры теплоносителя и потери тепла при транспортировании его на большие расстояния.

Так, например, при транспортировании горячей воды $t_г = 150°$ С температура ее снижается не более 0,4—0,6° С на 1 км теплопровода. Однако даже такие небольшие потери, при общей протяженности тепловых сетей в городах СССР свыше 15 тыс. км, составляют в совокупности весьма значительное количество тепла, на выработку которого требуется большой расход топлива. Достаточно сказать, что только в тепловых сетях Москвы теряется в год 10^{15} Дж тепла, на выработку его расходуется свыше 40 тыс. т усл. топлива.

Повышение качества тепловой изоляции теплопроводов относится к одной из важных задач централизованного теплоснабжения.

Согласно СНиП II-36-73, для тепловой изоляции трубопроводов тепловых сетей необходимо предусматривать полносборные теплоизоляционные конструкции или сборные конструкции из изделий и деталей заводского изготовления, а также конструкции, нанесенные на трубопроводы в заводских условиях.

При прокладке трубопроводов в каналах в качестве изоляции в настоящее время широко применяют изделия из минеральной ваты, защищенные от увлажнения битуминировкой (рис. II.28).

В бесканальных прокладках в качестве тепловой изоляции применяют монолитный пенобетон, литой пенобетон, перлитобетон, пеносиликат, битумоперлит и др. Перспективной теплоизоляцией является самоспекающаяся засыпка — асфальтоизол, изготовляемый из естественного битума путем несложной технологической обработки. Заслуживают внимания теплоизоляционные керамзитобетонные оболочки.

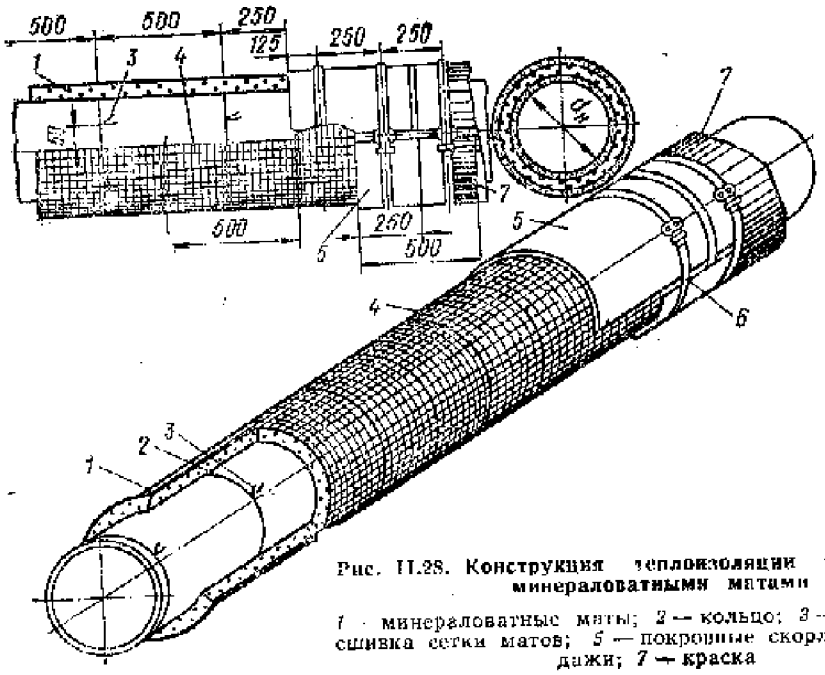


Рис. II.28. Конструкция теплоизоляции трубопроводов минераловатными матами

1 — минераловатные маты; *2* — кольцо; *3* — стяжки; *4* — сшивка сетки матов; *5* — покровные скорлупы; *6* — бандажи; *7* — краска

При выборе теплоизоляционных изделий и материалов для теплопроводов необходимо учитывать крайне неблагоприятные условия их работы (повышенную температуру и влажность окружающей среды, переменный режим работы и др.).

Для защиты теплопроводов от коррозии основным мероприятием является противокоррозионное покрытие их. В настоящее время применяют покрытия эпоксидное и стеклоэмалевое. Из рулонных материалов для защиты теплопроводов от коррозии применяют главным образом бризол и изол. Выбор вида покрытия обосновывается в проекте.

При бесканальной прокладке теплопроводов тепловых сетей в грунтах с повышенной коррозионной активностью возникает опасность коррозии труб от блуждающих токов. Для защиты от электрокоррозии предусматривают мероприятия, исключающие проникание блуждающих токов к трубам, либо устраивают так называемый электрический дренаж, или катодную защиту.

Глава 11. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОТОПЛЕНИИ ЗДАНИЙ

§ 58. Гигиенические основы отопления

Тепловой баланс организма человека слагается из тепла, вырабатываемого организмом и воспринимаемого им из внешней среды, и из расхода тепла, отдаваемого им во внешнюю среду.

Величина теплообразования в организме изменяется в зависимости от возраста, работы мышц и ряда других факторов. Второй элемент теплового баланса — теплопотери — находится в прямой связи с микроклиматическими условиями помещения, с температурой, влажностью и скоростью движения воздуха, а также с температурой внутренних поверхностей ограждающих конструкций. Так, если воздух помещения имеет низкую температуру, теплопотеря организмом увеличивается и, наоборот, с повышением температуры воздуха — уменьшается.

Большое значение имеет температура поверхностей ограждающих конструкций, поскольку от этой температуры зависит теплопотеря организмом человека путем излучения. Этот вид теплопотери снижается при температуре поверхностей выше температуры воздуха.

Общая теплопотеря организмом взрослого нормально одетого человека в состоянии покоя и теплового комфорта составляет 115—130 Вт. В расчетах отопления и вентиляции теплопотеря принимается равной ~115 Вт. Величина теплоотдачи излучением, по опубликованным данным, составляет 45—60% общей теплопотери.

Комплекс микроклиматических условий в помещении в зимнее время, гарантирующий нормальные теплопотери организмом человека, обеспечивается соответствующим способом отопления помещения. Отсюда видно, какую важную роль выполняют системы отопления в гигиеническом отношении.

§ 59. Требования, предъявляемые к системам отопления

Гигиенические исследования микроклимата помещений и того, как влияют изменения его отдельных компонентов на организм человека, позволили выработать определенные требования к системам отопления. Приводим основные из них.

1. Любая система отопления должна возмещать потери тепла помещением через все его теплоограждающие конструкции — наружные стены, наружные двери, окна, чердачное перекрытие или бесчердачное покрытие и пол.

2. Система отопления должна независимо от колебаний наружной температуры воздуха поддерживать внутри помещений в зависимости от их назначения установленную гигиеническими нормами температуру (см. прил. 3).

3. Температура внутреннего воздуха должна быть возможно равномерной как в горизонтальном, так и в вертикальном направлении. Температура считается равномерной, если в горизонтальном направлении от окон до противоположной стены разница температуры воздуха не превышает 2° С, а в вертикальном — 1° С на каждый метр высоты.

4. Колебание температуры воздуха в течение суток не должно быть больше ±3° С при печном отоплении и ±1,5° С — при центральном.

5. Внутренние поверхности ограждений (стены, потолок, пол) должны нагреваться настолько, чтобы температура их приближалась к температуре воздуха помещения. Нормируемые величины температурного перепада между расчетной температурой внутреннего воздуха и температурой внутренних поверхностей ограждений приведены в табл. 1.3.

6. Средняя температура поверхности нагревательных приборов в жилых помещениях не должна превышать 85° С. Она регламентирована и для приборов, установленных в помещениях другого назначения.

7. В жилых и общественных зданиях система отопления вместе с системой вентиляции должна обеспечивать поддержание относительной влажности φ и скорости движения воздуха ω в пределах гигиенических норм (φ=40—60%, ω=0,15—0,25 м/с).

8. В производственных помещениях система отопления вместе с системой вентиляции должна обеспечивать нормальные условия работы и температурно-влажностный режим, задаваемый технологическим процессом производства.

9. Система отопления должна быть индустриальной в изготовлении и монтаже, экономичной в эксплуатации и безопасной в пожарном отношении.

§ 60. Классификация систем отопления

Различают местные и центральные системы отопления. К местным относят системы, радиус действия которых ограничивается одним или несколькими, но смежными помещениями. Все конструктивные элементы этой системы объединены в одном устройстве. Наиболее типичным примером местной системы является печное отопление. К местному относятся также газовое (при сжигании газа в отопительных приборах) и электрическое отопление с использованием приборов переносного типа (радиатора, калорифера и др.).

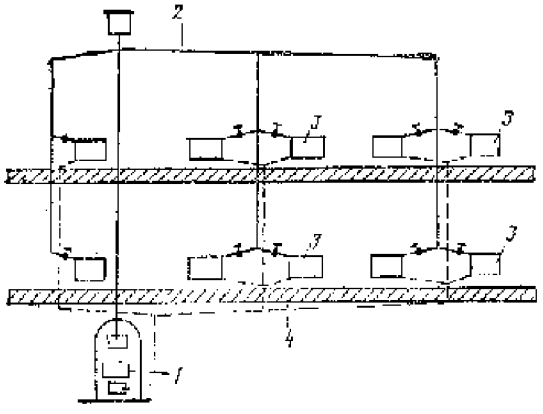


Рис. II.29. Принципиальная схема системы центрального водяного отопления

В центральных системах тепло для отопления вырабатывается за пределами отапливаемых помещений (котельная, ТЭЦ), а затем транспортируется по трубопроводам или воздуховодам в отдельные помещения здания. По виду теплоносителя центральные системы отопления подразделяют на системы водяного, парового, воздушного и комбинированные.

На рис. II.29 приведена схема системы водяного отопления. Как видно из схемы, подготовка теплоносителя производится в водогрейном чу-

гунном секционном котле *1*, установленном в подвале здания. Из котла теплоноситель (горячая вода) поступает по трубопроводу *2* в отопительные приборы *3*, расположенные в разных помещениях и этажах здания. Через стенки приборов теплоноситель отдает большую часть тепла воздуху помещения и по трубопроводу *4* возвращается в котел для восстановления своего теплового потенциала.

В системе парового отопления теплоноситель пар, поступая по трубопроводу в отопительные приборы, конденсируется, отдавая теплоту парообразования для отопления помещений. Конденсат из приборов возвращается обратно в котел.

Для систем воздушного отопления воздух нагревается непосредственно в обслуживаемых этими системами зданиях. Отопление помещений осуществляется централизованно по специальным каналам (воздуховодам) или сосредоточенной подачей воздуха и децентрализованно с помощью отопительных агрегатов, устанавливаемых в различных местах помещения. При сосредоточенной подаче воздуха применяют крупные отопительные агрегаты, направляющие нагретый воздух в помещения с большой скоростью.

К комбинированным системам относят пароводяные водо-водяные, паровоздушные, водовоздушные, электровоздушные и газовоздушные, т. е. такие, в которых основной теплоноситель (горячая вода или воздух) получается с помощью другого теплоносителя (пара, перегретой воды, электроэнергии, газа).

В пароводяных и водо-водяных системах основной теплоноситель подготавливается в водонагревателе — бойлере. Нагретая вода поступает по трубопроводу в отопительные приборы системы отопления здания. Из приборов охлажденная вода возвращается для нагрева обратно в бойлер. Во всех комбинированных системах воздушного отопления воздух нагревается в калориферах.

По способу перемещения теплоносителя системы центрального отопления подразделяют на системы с естественным побуждением, действующие за счет разности давлений столбов охладившейся и горячей воды или охладившегося и нагретого воздуха, и системы с механическим побуждением, в которых движение воды достигается с помощью насоса, а движение воздуха в системах воздушного отопления с помощью вентилятора.

По способу передачи тепла помещению системы отопления делят на три группы: конвекционные, лучистые и конвекционно-лучистые.

Печное отопление и системы с радиаторами или приборами панельного типа относят к конвекционно-лучистой группе. К лучистым системам отопления относят системы, при работе которых средневзвешенная температура поверхностей ограждающих конструкций выше температуры воздуха помещения. Такие условия достигаются развитой, умеренно нагретой теплоотдающей поверхностью (потолка, стены, пола) и подвесными нагретыми панелями.

Примером конвекционной системы может служить система отопления с конвекторами или ребристыми трубами.

Глава 12. ПОТЕРИ ТЕПЛА ОТАПЛИВАЕМЫМИ ПОМЕЩЕНИЯМИ

§ 61. Исходные данные и основная формула для расчета потерь тепла через ограждающие конструкции

Для определения потерь тепла отдельными помещениями и зданием в целом необходимо иметь следующие исходные данные: планы этажей и характерные разрезы по зданию со всеми строительными размерами; выкопировку из генерального плана с обозначением стран света и розы

Таблица II.4. Сопротивления теплопередаче R_0 и коэффициенты теплопередачи k заполнений световых проемов (окон, балконных дверей и фонарей) и наружных дверей

Конструкция заполнения проемов	R_0, м²·К/Вт	Значение коэффициента k, Вт/(м²·К), для расчета теплопотерь в зданиях	
		крупнопанельных	кирпичных
Одинарное остекление в одинарном переплете	0,17	5,8	
Двойное остекление:			
в спаренных переплетах	0,34	2,9	3,5
в раздельных двойных переплетах	0,38	2,7	3,15
Тройное остекление (одинарное плюс спаренное)	0,52	2	2,3
Остекление из пустотных стеклянных блоков:			
на тяжелом растворе	0,43	2,3	—
на легком растворе	0,52	2	—
Наружные деревянные двери и ворота:			
одинарные	0,21	4,6	4,6
двойные	0,43	2,3	2,3
Двери стеклянные:			
одинарные	0,15	6,4	6,4
двойные	0,27	3,7	3,7
Магазинные витрины вентилируемые	0,21	4,6	4,6
Витражи со стальными переплетами	0,26	3,8	3,8

Примечание. Величины коэффициентов приведены для окон и балконных дверей с деревянными переплетами и коробками. Для металлических переплетов и коробок приведенные величины коэффициентов k следует увеличивать на 10%.

ветров; назначение каждого помещения; место постройки здания (название населенного пункта); конструкции всех наружных ограждений, обоснованные теплотехническим расчетом.

Все отапливаемые помещения здания на планах следует обозначать порядковыми номерами (начиная с № 01 и далее — помещения подвала; с № 101 и далее — помещения первого этажа; с № 201 и далее — второго этажа и т. д.). Помещения нумеруют слева направо, причем лестничные клетки обозначают отдельно буквами или римскими цифрами и независимо от этажности здания рассматривают как одно помещение. Номера проставляют на чертежах в центре помещения в одинарном кружке.

Потери тепла помещениями через ограждающие конструкции, учитываемые при проектировании систем отопления, разделяются на основные, условно называемые нормальными, и добавочные, которыми учитывается ряд факторов, влияющих на величину теплопотерь.

Основные теплопотери помещений Q, Вт, слагаются из потерь тепла через отдельные ограждающие конструкции, определяемые по формуле

$$Q = Fk(t_в - t_н)n, \qquad (II.25)$$

где F — площадь ограждающей конструкции, через которую происходит потеря тепла, м²;

$k = \frac{1}{R}$ — коэффициент теплопередачи данной ограждающей конструкции, Вт/(м²·К);

$t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С;

$t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С;

n — поправочный коэффициент к расчетной разности температур $(t_в - t_н)$.

Таким образом, чтобы определить потери тепла помещением, необходимо знать величины F, k, $t_в$ и $t_н$.

Коэффициент теплопередачи k ограждающей конструкции определяют по формуле (I.174), а если она типовая, то k принимают по данным справочной литературы [21, 28]. Значения коэффициентов теплопередачи k заполнений световых проемов и наружных дверей приведены в табл. II.4.

Теплообмен через ограждения между смежными отапливаемыми помещениями при расчете теплопотерь учитывается, если разность температур воздуха этих помещений более 5° С. При меньшей разности температур теплообмен незначителен и не учитывается.

§ 62. Правила обмера поверхностей ограждающих конструкций

Поверхность F, м^2, наружных ограждений при подсчете потерь тепла измеряется по планам и разрезам здания следующим образом (рис. II. 30).

1. Высота стен первого этажа, если пол находится непосредственно на грунте, — между уровнями полов первого и второго этажей; если пол на лагах — от наружного уровня подготовки пола на лагах до уровня пола второго этажа; при неотапливаемом подвале или подполье — от уровня нижней поверхности конструкции пола первого этажа до уровня чистого пола второго этажа (h_1), а в одноэтажных зданиях с чердачным перекрытием высота измеряется от пола до верха утепляющего слоя перекрытия.

2. Высота стен промежуточного этажа — между уровнями чистых полов данного и вышележащего этажей (h_2), а верхнего этажа — от уровня его чистого пола до верха утепляющего слоя чердачного перекрытия (h_3) или бесчердачного покрытия.

3. Длина наружных стен в угловых помещениях — от кромки наружного угла до осей внутренних стен (l_1 и l_2), а в неугловых — между осями внутренних стен (l_3).

4. Поверхность окон, дверей и фонарей — по наименьшим размерам строительных проемов в свету (a и b).

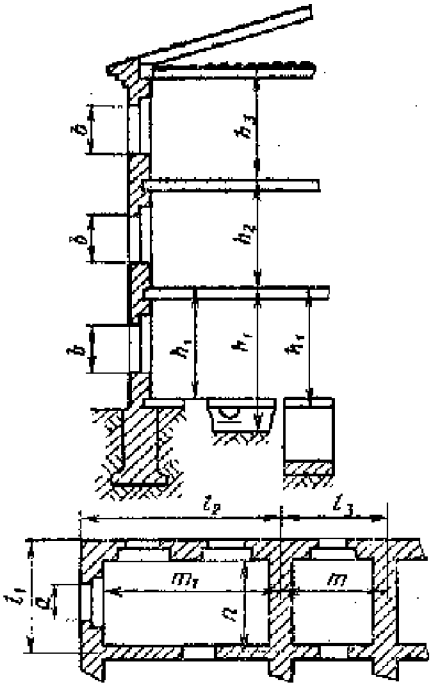


Рис. II.30. Правила обмера теплопередающих ограждений

5. Поверхности потолков и полов над подвалами и подпольями в угловых помещениях — по размерам от внутренней поверхности наружных стен до осей противоположных стен (m_1 и n), а в неугловых — между осями внутренних стен (m) и от внутренней поверхности наружной стены до оси противоположной стены (n).

6. Длина внутренних стен — по размерам от внутренних поверхностей наружных стен до осей внутренних стен (m_1) или между осями внутренних стен (m).

Для подсчета поверхности ограждающих конструкций линейные размеры их принимаются с точностью до 0,1 м. Поверхности отдельных ограждающих конструкций подсчитываются с точностью до 0,1 м^2.

§ 63. Расчетные температуры наружного и внутреннего воздуха

Расчетная наружная температура $t_н$ при определении потерь тепла помещениями принимается равной средней температуре воздуха наиболее холодных пятидневок в данном населенном пункте из восьми зим за 50-летний период. Эта расчетная температура значительно выше, чем абсолютная минимальная. Так, для Красноярска она, согласно СНиП II-А.6-72, принимается равной —40° С, тогда как абсолютная минимальная температура достигает —53° С, для Ленинграда соответ-

ственно —25 и —36° С. Расчет системы отопления на абсолютную минимальную температуру, которая отмечается раз в несколько лет, причем в течение короткого периода, измеряемого часами, экономически не оправдан. Кратковременное резкое понижение температуры наружного воздуха благодаря теплоаккумулирующей способности строительных конструкций и мебели, находящейся в помещении, не вызывает заметных изменений температуры внутреннего воздуха.

Принятые в Советском Союзе значения температур наружного воздуха для расчета систем отопления основаны на большом практическом опыте и теоретических исследованиях вопросов тепловой устойчивости зданий.

Внутренняя температура $t_в$ для помещений жилых и общественных зданий, как было сказано ранее, принимается в зависимости от назначения помещения. Например, для класса школы наиболее благоприятной считается температура воздуха +16°, а для групповой комнаты детского сада +20° С. Для цехов и отделов производственных зданий она принимается в соответствии с требованиями технологии и категорией работы по физической нагрузке рабочего. При тяжелых работах наиболее благоприятная температура +12°, а при легкой работе +16° С.

При определении потерь тепла через покрытия и фонари производственных помещений расчетная внутренняя температура принимается равной температуре воздуха под покрытием, а через стены и остекленные поверхности, расположенные выше 2 м от пола, — равной средней температуре между температурой воздуха в верхней и рабочей зонах помещения.

Поправочный коэффициент n к расчетной разности температур $t_в - t_н$ вводится при подсчете потерь тепла через ограждающие конструкции, которые внешней стороной обращены в неотапливаемое помещение (чердак, подвал, тамбур и т. п.), а не наружу. Этот коэффициент уменьшения расчетной разности температур принимается согласно табл. I.4.

§ 64. Особенности расчета потерь тепла помещениями через полы, расположенные на грунте и на лагах, и через подземную часть стены

Потери тепла через полы, расположенные на грунте или на лагах, определяют по зонам-полосам шириной 2 м, параллельным наружным стенам (рис. II.31). Чем ближе полоса расположена к наружной стене, тем она имеет меньшее термическое сопротивление теплопередаче.

Условная величина термического сопротивления теплопередаче отдельных зон неутепленных полов на грунте при $\lambda \geqslant 1{,}16$ Вт/(м·К) принимается независимо от толщины конструкции:

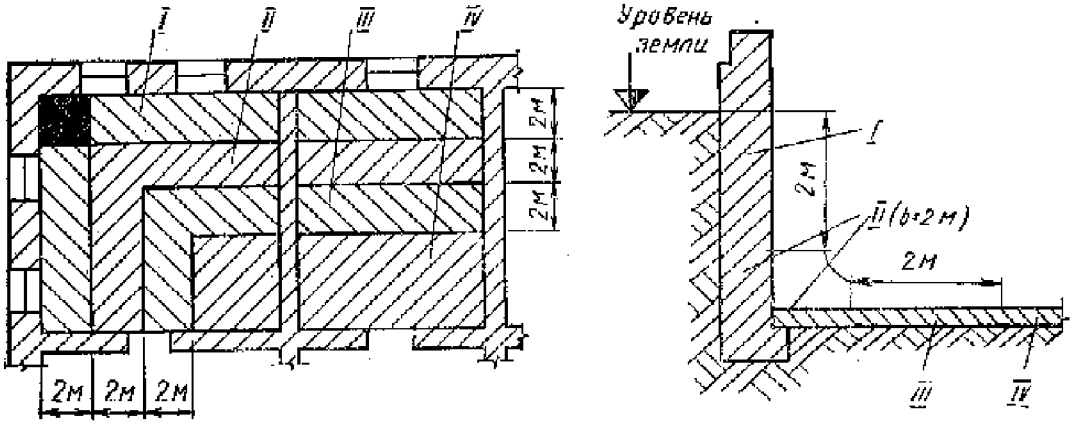


Рис. II.31. Схема к определению потерь тепла через полы и стены, заглубленные ниже уровня земли
I — первая зона; *II* — вторая зона; *III* — третья зона; *IV* — четвертая зона (последняя)

а) для I зоны-полосы, т. е. поверхности пола, расположенной на расстоянии до 2 м в глубину помещений от наружной стены, $R^{I}_{н.п} = 2{,}15$ (м²·К)/Вт;

б)) для II зоны-полосы, т. е. для следующих 2 м от наружной стены, $^{II}_{н.в}R = 4{,}30$ (м²·К)/Вт;

в) для III зоны-полосы, расположенной на расстоянии 4—6 м в глубину помещений от наружной стены, $R^{III}_{н.п} = 8{,}60$ (м²·К)/Вт;

г) для IV зоны-полосы (последней) $R^{IV}_{н.п} = 14{,}2$ (м²·К)/Вт.

Основная расчетная формула (II.27) при подсчете потерь тепла $Q_{пл}$, Вт, через пол, расположенный на грунте, принимает следующий вид:

$$Q_{пл} = \left(\frac{F_I}{R^{I}_{н.п}} + \frac{F_{II}}{R^{II}_{н.п}} + \frac{F_{III}}{R^{III}_{н.п}} + \frac{F_{IV}}{R^{IV}_{н.п}} \right) (t_в - t_н), \qquad (II.26)$$

где $R^{I}_{н.п}$, $R^{II}_{н.п}$, $R^{III}_{н.п}$, $R^{IV}_{н.п}$ — термическое сопротивление отдельных зон пола, (м²·К)/Вт;
F_I, F_{II}, F_{III}, F_{IV} — площади соответственно I, II, III, IV зон-полос;
$t_в - t_н$ — расчетная разность температур (та же, что и для наружных стен).

Сопротивление теплопередаче конструкций утепленных полов, расположенных непосредственно на грунте, $R_{у.п}$, (м²·К)/Вт, надлежит определять также для каждой зоны, но по формуле

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \Sigma \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}}, \qquad (II.27)$$

где $R_{н.п}$ — сопротивление теплопередаче отдельных зон неутепленного пола (см. рис. II.30), (м²·К)/Вт;

$\sum \frac{\delta_{у.с}}{\lambda_{у.с}}$ — сумма термических сопротивлений утепляющих слоев, (м²·К)/Вт.

Утепляющими слоями считаются слои из материалов, имеющих теплопроводность $\lambda \leqslant 1{,}16$ Вт/(м·К).

Сопротивление теплопередаче конструкций полов на лагах $R_л$ (м²·К)/Вт, определяется по формуле

$$R_л = \frac{1}{0{,}85} R_{у.п} = 1{,}18 R_{у.п}, \qquad (II.28)$$

где $R_{у.п}$ — сопротивление теплопередаче конструкции утепленного пола, определяемое по формуле (II.27); здесь в качестве утепляющих слоев учитывают воздушную прослойку ($B_{в.п} \approx 0{,}2$) и дощатый пол, уложенный по лагам.

При подсчете потерь тепла через полы, расположенные на грунте или лагах, поверхность участков полов возле угла наружных стен (в первой двухметровой зоне) вводится в расчет дважды, т. е. по направлению обеих стен, составляющих угол.

Теплопотери через подземную часть наружных стен и полы отапливаемого подвала здания должны подсчитываться так же, как и теплопотери через полы, расположенные на грунте бесподвального здания, т. е. по зонам шириной 2 м, с отсчетом их от уровня земли (см. рис. II.31). Полы помещений в этом случае (при отсчете зон) рассматриваются как продолжение подземной части наружных стен. Сопротивление теплопередаче определяется так же, как и для неутепленных или утепленных полов.

§ 65. Добавочные потери тепла, вызываемые различными факторами, которые не учитываются основной формулой

Основная формула (II.25) для расчета потерь тепла помещением через ограждающие конструкции не учитывает ряд факторов, влияющих на величину потерь. К ним относятся: ориентация помещений по отношению к странам света; наличие двух и более наружных стен; поступление в помещение наружного воздуха через наружные двери и

ворота; высота помещений; инфильтрация в помещения наружного воздуха через неплотности строительных конструкций (щели в притворах окон, дверей и т. п.).

Перечисленные факторы, кроме инфильтрации, учитываются добавками, исчисляемыми в процентах к основным потерям тепла, рассчитанным по формуле (II.25), в следующих размерах.

1. На ориентацию по отношению к странам света (для вертикальных и наклонных наружных ограждений). Величина этой добавки принимается в соответствии со схемой, приведенной на рис. II.32.

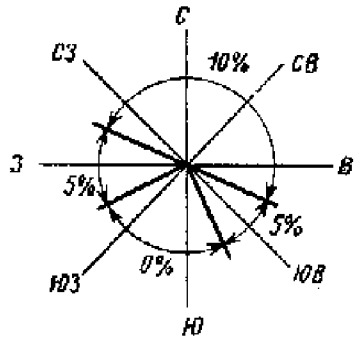


Рис. II.32. Величина добавок к основным теплопотерям в зависимости от ориентации ограждения по отношению к странам света

2. На продуваемость помещений с двумя наружными стенами и более. Этот фактор, увеличивающий потери тепла через вертикальные ограждения (наружные стены, двери и окна), учитывается по общественным зданиям и по вспомогательным помещениям производственных зданий в размере 5% основных теплопотерь (в угловых помещениях жилых и подобных зданий повышают расчетную температуру внутреннего воздуха на 2° и добавку не вводят).

3. На подогрев врывающегося холодного воздуха через наружные кратковременно открывающиеся двери, не оборудованные воздушными или воздушно-тепловыми завесами, в n-этажных зданиях добавки принимаются в размере:

при тройных дверях с двумя тамбурами между ними	$60\,n$
при двойных дверях с тамбуром между ними	$80\,n$
при одинарных дверях	$65\,n$

Для главных входов общественных зданий (включая гостиницы и общежития) эта добавка принимается в 500% к основным потерям через входные двери.

4. На высоту помещений. При высоте помещений больше 4 м расчетная величина теплопотерь через все ограждения с включением добавок увеличивается на 2% на каждый метр высоты сверх 4 м, но не более 15%. Эта добавка необходима в связи с некоторым перегревом воздуха верхней зоны помещения. В производственных помещениях, где температура воздуха под потолком и в рабочей зоне может отличаться больше, чем в помещениях общественных зданий, указанная добавочная потеря определяется на основе специального расчета распределения температуры по высоте. В лестничных клетках здания добавочная потеря на высоту не учитывается.

5. На инфильтрацию наружного воздуха. Причинами инфильтрации воздуха через ограждения являются тепловое давление, возникающее вследствие разности плотности холодного наружного и теплого внутреннего воздуха, и ветровое давление, создающееся в результате перехода у стен здания динамического давления ветра в статическое.

Наибольшая разность давления воздуха почти всегда оказывается в нижней части навстречной стороны здания. Наименьшая разность давления характерна для верхней части здания. В помещениях здания по высоте его условия могут быть и такими, при которых давление в верхней части превысит давление снаружи, вследствие чего будет происходить эксфильтрация воздуха.

Затраты тепла на нагревание воздуха, инфильтрующегося в помещения жилых, общественных, а также в помещения вспомогательных зданий промышленных предприятий, определяются расчетом по методике, приведенной в СНиП II-33-75.

Затраты тепла на нагревание воздуха, поступающего путем инфильтрации в производственные помещения промышленных предприятий, подсчитывают, руководствуясь ведомственными нормативными документами и нормами технологического проектирования, утвержденными в установленном порядке; при отсутствии необходимых данных добавочные потери тепла на инфильтрацию наружного воздуха допускается учитывать в размере 30% основных потерь тепла зданиями и отдельными помещениями.

Количество тепла $q_в$, Вт, необходимое для нагревания наружного воздуха, поступающего в жилые комнаты жилых зданий и в основные помещения общественных зданий вследствие вытяжки, не компенсируемой нагретым приточным воздухом в размере нормативного воздуха, следует определять по формулам:

для жилых комнат жилых зданий

$$q_в = (t_в - t_н) F_п; \qquad (II.29)$$

для основных помещений общественных зданий

$$q_в = 0{,}278 G_в c_в \left(t_в - t_{н_A}\right) - 60\, m, \qquad (II.30)$$

где $t_в$ — расчетная температура воздуха помещения, °С;

$t_{н_A}$ — расчетная температура наружного воздуха для холодного периода года, °С, принимаемая соответствующей параметрам A;

$F_п$ — площадь пола жилой комнаты, м²;

$G_в$ — воздухообмен помещений, принимаемый по нормам проектирования зданий соответствующего назначения, кг/ч;

m — расчетное число человек в помещении.

При определении расчетных потерь тепла помещениями жилых зданий из суммы основных и дополнительных потерь тепла этими помещениями следует вычитать бытовые тепловыделения $q_{быт}$, Вт, вычисляемые по формуле

$$q_{быт} = 30 F'_п \frac{\Sigma F_к}{F_{кв}}, \qquad (II.31)$$

где $\Sigma F'_п$ — площадь пола отапливаемого помещения, м²;

$\Sigma F_к$ — суммарная площадь пола жилых комнат квартиры, м²;

$F_{кв}$ — суммарная площадь пола отапливаемых помещений квартиры, м².

§ 66. Формуляр (бланк) для записи расчетов теплопотерь помещениями

При определении основных и дополнительных потерь тепла через ограждающие конструкции помещений исходные и получаемые фактические данные вписывают в специальный формуляр (бланк) для лучшей организации техники расчета (табл. II.5). Для подсчета потерь тепла через стены поверхности охлаждения измеряют без вычета площади окон, таким образом, фактически площадь окон учитывают дваж-

Таблица II.5. **Формуляр (бланк) для записи расчета теплопотерь**

№ помещения	Назначение помещения	Внутренняя температура $t_в$, °С	Поверхность охлаждения			Площадь F, м²	Разность температур $t_в - t'_н$, °С	Поправочный коэффициент n к $t_в - t'_н$	Коэффициент теплопередачи k, Вт/(м²·К)	Основная потеря тепла Q, Вт	Добавка к основной потере тепла, %			Всего добавочных потерь Q, Вт	Общая потеря тепла ΣQ, Вт
			обозначение	ориентация по странам света	расчетные размеры $a \times b$, м, и их количество						на ориентацию	на обдувание ветром	другие		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

ды, поэтому в графе 10 коэффициент k для окон принимают как разность его значений для окон и стен.

Ограждающие конструкции обозначаются сокращенно начальными буквами (графа 4); н. с—наружная стена; в. с.—внутренняя стена; д. о—окно с двойным остеклением: о. о — окно с одинарным остеклением; пл — пол; пт — перекрытие; д.д — двойная дверь; о.д — одинарная дверь.

В формуляре должны быть подведены итоги потерь тепла по отдельным помещениям, по этажам и по всему зданию.

§ 67. Определение потерь тепла по укрупненным измерителям. Теплотехническая оценка здания

В строительной практике часто возникает необходимость выявить ориентировочные затраты тепла на отопление проектируемых зданий и сооружений, чтобы составить проектное задание по котельной, заказать основное оборудование и материалы, определить годовой расход топлива, рассчитать стоимость системы отопления и др.

Такой предварительный расчет ΣQ, Вт, по теплоснабжению отдельных зданий, а иногда целого квартала или микрорайона производится по формуле

$$\sum Q = q_0 V_н \left(t'_в - t_н\right) \alpha, \qquad (II.32)$$

где q_0 — удельная тепловая характеристика здания, Вт/(м³·К), показывающая расход тепла на отопление 1 м³ здания при 1°С расчетной разности температур (см. прил. 6);
α — коэффициент, учитывающий влияние на удельную тепловую характеристику местных климатических условий; значение этого коэффициента для жилых и общественных зданий дано в прил. 6;
$V_н$ — строительная кубатура отапливаемого здания, м³;
$t'_в$ — средняя температура воздуха в отапливаемых помещениях, °С.

Таблица II.6. Поправочные коэффициенты к значениям q_0

Планировочное расположение помещений	Для этажей			Для одноэтажного здания
	нижнего	среднего	верхнего	
Средние	1,1	0,8	1,3	0,9
Угловые	1,9	1,5	2,2	1,5

Формула (II.32) может быть использована и для определения ориентировочных теплопотерь отдельных помещений. В этом случае величина q_0 принимается с поправочным коэффициентом, учитывающим планировочное расположение и этаж, по табл. II.6.

Удельная тепловая характеристика, показывающая расход тепла на отопление здания любого назначения, может быть определена по формуле

$$q_0 = \frac{P}{S}\left[k_{ст} + \rho_0 \left(k_{ок} - k_{ст}\right)\right] + \frac{1}{H}\left(n_1 k_{пт} + n_2 k_{пл}\right), \qquad (II.33)$$

где P — периметр здания, м;
S — площадь здания, м²;
H — высота здания, м;
ρ_0 — коэффициент остекления, т. е. отношение остекления к площади вертикальных наружных ограждений;
$k_{ст}$, $k_{ок}$, $k_{пт}$, $k_{пл}$ — коэффициенты теплопередачи соответственно стен, окон, перекрытия верхнего этажа, пола нижнего этажа;
n_1, n_2 — поправочные коэффициенты на расчетную разность температур соответственно для верхнего перекрытия и для пола нижнего этажа ($n_1 = 0{,}75$—1; $n_2 = 0{,}4$—0,7).

Для лестничных клеток q_0 обычно принимается с коэффициентом 1,6.

Теплотехническая оценка существующего или спроектированного здания может быть дана на основании удельной тепловой характеристики. С этой целью формула (II.32) используется в следующем виде:

$$q_0 = \frac{\Sigma Q}{\alpha V_н \left(t'_в - t_н\right)}, \qquad (II.34)$$

где ΣQ — максимальный часовой расход тепла на отопление здания, подсчитанный по точному методу, т. е. по основной расчетной формуле (II.25), с учетом добавочных потерь тепла.

Удельная тепловая характеристика q_0 является удобным измерителем для определения расхода тепла зданием. Однако следует заметить, что формулами (II.33) и (II.34) не учитывается ряд факторов, влияющих на расход тепла (инфильтрация, потери тепла магистральных теплопроводов, проходящих вне отапливаемых помещений, и др.), и поэтому получаемые данные могут оказаться заниженными. Средние ориентировочные величины удельных теплотехнических характеристик приведены в прил. 6.

Инженеры-строители, работающие в проектных и строительно-монтажных организациях, в своей работе безусловно должны понимать и учитывать факторы, влияющие на удельную тепловую характеристику здания. К ним прежде всего следует отнести форму здания, степень остекления, конструкцию световых проемов и качество их исполнения. При разработке архитектурной композиции здания любого назначения инженер-проектировщик должен изыскивать наивыгоднейшую его форму в теплотехническом отношении, стремясь к сокращению общей площади наружных ограждений.

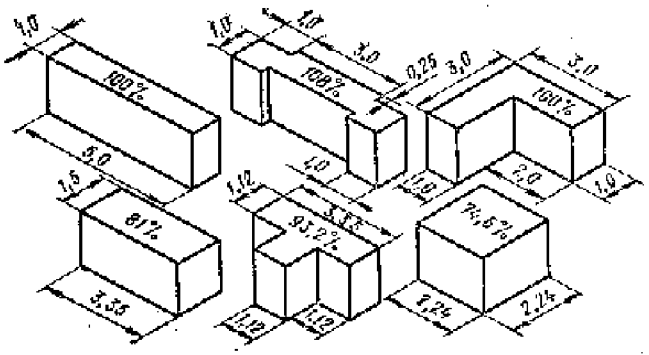


Рис. II.33. Влияние формы здания на теплопотери через вертикальные ограждающие конструкции

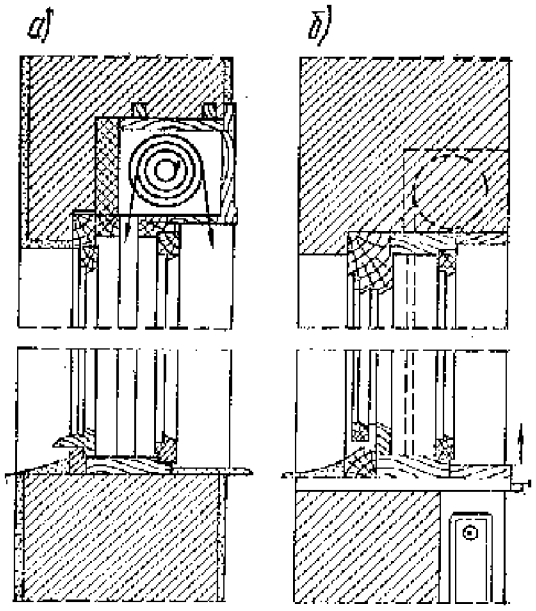


Рис. II.34. Окна с помещенной между рамами свертывающейся шторой

а — с двойным остеклением; *б* — с тройным остеклением

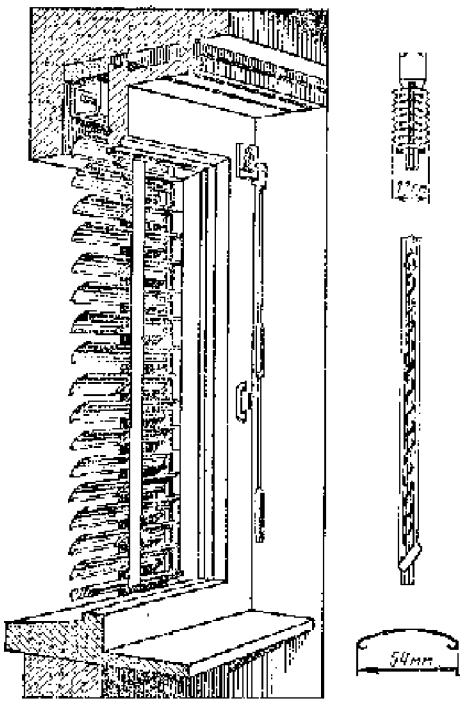


Рис. II.35. Фрагмент окна с поворотными подъемно опускными жалюзи

Как влияет форма здания на теплопотери, показано на рис. II.33. Эти здания имеют одинаковую площадь застройки, высоту и объем. На рисунке показано соотношение площадей наружных стен и окон в процентах, а следовательно, соответственно и теплопотерь через эти ограждения. Если высоту этих зданий увеличивать одинаково, то разница соотношения в теплопотерях возрастает; площади наружных стен и проемов будут составлять бо́льший процент общей площади наружных ограждений.

Большое технико-экономическое значение имеет правильная оценка остекления здания. Нельзя ограничиваться оценкой остекления только с архитектурной точки зрения. Необходимо учитывать, что с увеличением остекления наружных ограждений резко возрастает удельная тепловая характеристика здания, так как термическое сопротивление остекленных проемов почти в 3 раза меньше термического сопротивления наружной стены. В летние месяцы большое остекление является основной причиной перегрева помещений, что отрицательно сказывается на самочувствии человека и на его работоспособности.

С теплотехнической и санитарно-гигиенической точек зрения необходима более строгая согласованность норм по термическому сопротивлению окон и других ограждений. В вопросе теплоизоляции световых проемов вообще и использования положительного свойства инсоляции в частности следует уделить большее внимание конструкции их и специальным средствам, способствующим увеличению их термического сопротивления (шторам, ставням, подъемно-опускным экранам, жалюзи и т п.).

На рис. II.34 показаны окна с помещенной между двумя рамами с двойным и тройным остеклением свертывающейся шторой, а на рис. II.35 дан фрагмент окна с поворотными подъемно-опускными жалюзи.

Эти мероприятия в большей части не являются новыми в практике строительства, и они, так же как и другие соображения по теплоизоляции зданий, вытекают из требования строить здания на более обоснованном экономическом расчете.

Глава 13. НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ СИСТЕМ ЦЕНТРАЛЬНОГО ОТОПЛЕНИЯ, ТРУБОПРОВОДЫ И ЗАПОРНО-РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА

§ 68. Современные требования, предъявляемые к нагревательным приборам

Нагревательные приборы являются основным элементом системы отопления и должны отвечать определенным теплотехническим, санитарно-гигиеническим и технико-экономическим требованиям.

Теплотехнические требования сводятся к тому, чтобы нагревательные приборы хорошо передавали тепло от теплоносителя (воды или пара) отапливаемым помещениям, т. е. чтобы коэффициент теплопередачи их был как можно выше. Современные отопительные приборы имеют коэффициент теплопередачи 7—16 Вт/(м^2·К). Величина коэффициента зависит от ряда факторов: разности средней температуры теплоносителя и температуры воздуха помещения, размеров и формы поверхности нагрева, способа подачи и отвода воды из прибора, количества секций в приборе и места его установки, количества воды, проходящей через прибор, и др.

Температура поверхности приборов ограничивается санитарно-гигиеническими требованиями. В помещениях с длительным пребыванием человека она не должна быть выше 95° С, так как при более высокой температуре может быть сухая возгонка оседающей на приборе орга-

нической пыли, сопровождающаяся выделением вредных веществ, в частности окиси углерода.

Для детских учреждений и больниц (включая родильные дома) предельно допустимая температура поверхности нагревательных приборов 85° С.

При проектировании системы отопления зданий и сооружений вид и параметры теплоносителя и температуру поверхности нагревательных приборов следует принимать по СНиП II-33-75.

Нагревательные приборы должны быть компактны, с легкодоступной для осмотра и очистки от пыли поверхностью, форма и отделка приборов должны соответствовать назначению помещения. С санитарно-гигиенической точки зрения желательно устанавливать приборы, у которых преобладает передача тепла излучением, так как они создают лучшие микроклиматические условия в помещении. Способ передачи тепла зависит от конструкции прибора и места его установки.

Технико-экономические требования, предъявляемые к нагревательным приборам, следующие.

1. Необходимо, чтобы форма и конструкция прибора соответствовали требованиям технологии их массового производства.

2. Конструкция приборов должна быть такая, чтобы из отдельных элементов можно было собрать прибор с любой поверхностью нагрева.

3. Стенки прибора должны быть температуроустойчивые, паро- и водонепроницаемые.

4. Приборы должны бть прочными, удобными для транспортирования и монтажа.

5. Затрата металла и стоимость отопительных приборов, отнесенная к единице полезно передаваемого тепла, должны быть наименьшими.

§ 69. Виды нагревательных приборов и их технико-экономические показатели

Нагревательные приборы, применяемые в системах центрального отопления, подразделяются: по материалу — на приборы металлические (чугунные и стальные), малометаллические (комбинированные) и неметаллические (керамические, бетонные и др.); по внешней поверхности — на гладкие (радиаторы и панели), ребристые (конвекторы, ребристые трубы).

Рассмотрим основные виды нагревательных приборов, широко используемые в жилых, общественных и промышленных зданиях.

Радиаторы чугунные и стальные штампованные. Промышленность выпускает секционные и блочные чугунные радиаторы. Секционные радиаторы собирают из отдельных секций, блочные — из блоков в две — четыре секции.

Секции радиаторов в зависимости от числа вертикальных каналов подразделяют на одноканальные, двухканальные и многоканальные. В СССР изготовляют главным образом двухканальные секции, так как они лучше отвечают санитарно-гигиеническим требованиям.

Отдельные секции или блоки соединяют между собой посредством ниппелей из ковкого чугуна, имеющих наружную правую и левую резьбу и внутри два выступа для ключа. Ниппели ввертывают одновременно вверху и внизу в две секции или в два блока. Для уплотнения стыков между секциями радиатора ставят прокладку: при водяном отоплении ($t_г$ до 100° С — из прокладочного картона, смоченного в воде и проваренного в натуральной олифе, а при паре или перегретой воде $t_г > 100°$ С) — из паронита, смоченного в горячей воде.

Допускается прокладка из термостойкой резины и из других термостойких материалов, обеспечивающих герметичность соединений. Обычную резину использовать для прокладок не разрешается.

Типы радиаторов различаются по габаритным размерам и форме секций. Габаритные размеры радиаторов характеризуются монтажной высотой $h_м$ (расстоянием между центрами ниппельных отверстий), полной высотой $h_п$, глубиной b и строительной шириной a секции. По монтажной высоте радиаторы подразделяют на высокие — 1000 мм, средние — 500 мм, низкие — 300 мм. Наиболее широко применяют средние радиаторы. Каждый радиатор имеет четыре чугунные пробки, ввернутые в ниппельные отверстия крайних секций; две из них — сквозные, с внутренней резьбой 15—20 мм — служат для присоединения прибора к трубопроводу.

На рис. II.36 показаны основные типы чугунных радиаторов, выпускаемые промышленностью. Наиболее широкое распространение в настоящее время имеет радиатор М-140-АО.

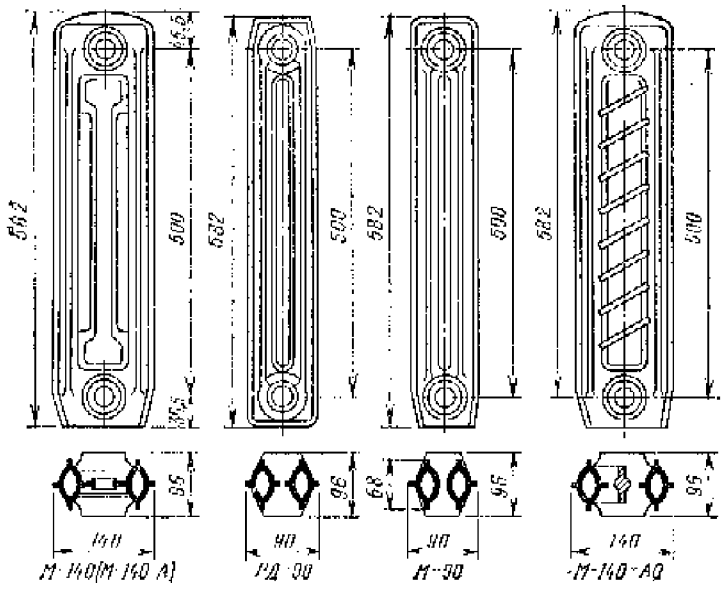
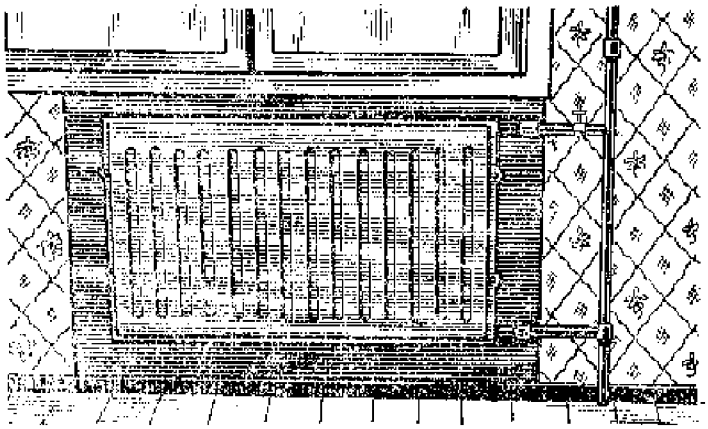


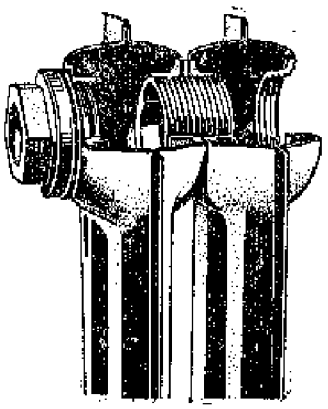
Рис. II.36. Основные типы чугунных радиаторов

Рис. II.37. Стальные штампованные радиаторы
а — панельного типа; *б* — двухканальный, секционный

а)



б)



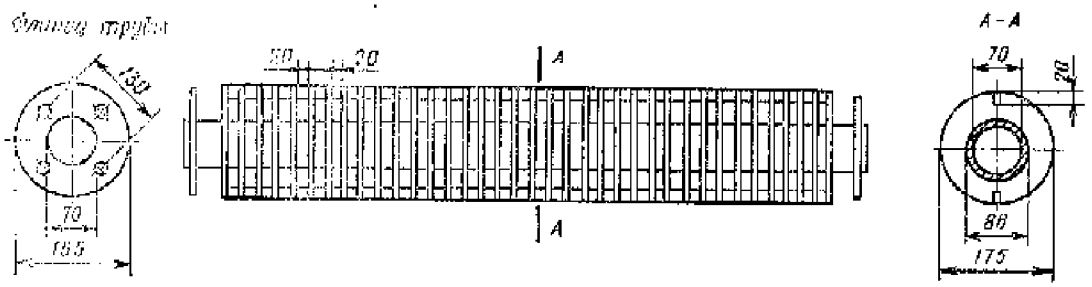


Рис. II.38. Ребристая труба

Стальные радиаторы в СССР изготовляют панельного типа: штампованные колончатые (МЗ); штампованные змеевиковые (ЗС) и листотрубные (КЛТ). Они выпускаются промышленностью однорядными и двухрядными с расстоянием между центрами ниппелей 500 и 350 мм. На рис. II.37, *а* показан стальной штампованный радиатор типа МЗ. Он состоит из двух штампованных стальных листов толщиной 1,5 мм, сваренных по периметру и образующих два коллектора круглого сечения, соединяющиеся каналами прямоугольной формы. Между каналами листы соединены точечной сваркой.

Такие радиаторы-панели (рис. II.37, *а*) по сравнению с литыми чугунными имеют примерно вдвое меньшую массу, на 25—30% дешевле, требуют меньших затрат на транспортирование и монтаж. Благодаря малой строительной глубине их удобно устанавливать открыто под окнами и у стены.

На рис. II.37, *б* показан в разрезе фрагмент двухканального стального секционного радиатора, собираемого на ниппелях, который в современных условиях тоже может иметь высокие технико-экономические и эксплуатационные показатели.

Стальные радиаторы рекомендуется применять при обработанной теплофикационной воде, корродирующее действие которой незначительно.

Ребристые трубы. Ребристые трубы изготовляют чугунные с круглыми ребрами длиной *l*, 1,5 и 2 м, с поверхностью нагрева 2,3 и 4 м² (рис. II.38). На концах трубы предусмотрены фланцы для присоединения их к фланцам трубопровода системы отопления. Оребренность прибора увеличивает теплоотдающую поверхность, но затрудняет очистку их от пыли и понижает коэффициент теплопередачи. Ребристые трубы в помещениях с продолжительным пребыванием людей не устанавливают.

Конвекторы. В последние годы стали широко применяться конвекторы — отопительные приборы, передающие тепло в основном конвективным путем.

Рассмотрим некоторые виды их. На рис. II.39 показан конвектор «Аккорд», предназначенный для систем отопле-

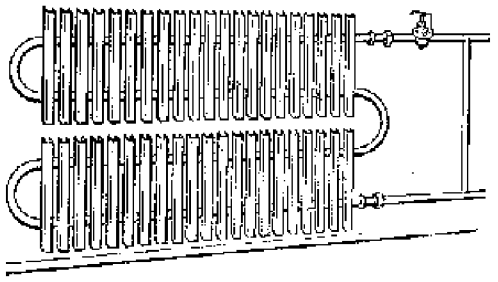
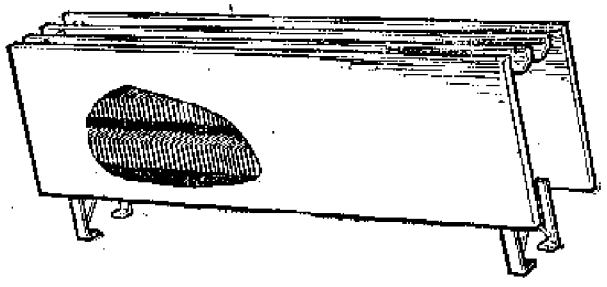


Рис. II.39. Конвектор «Аккорд»



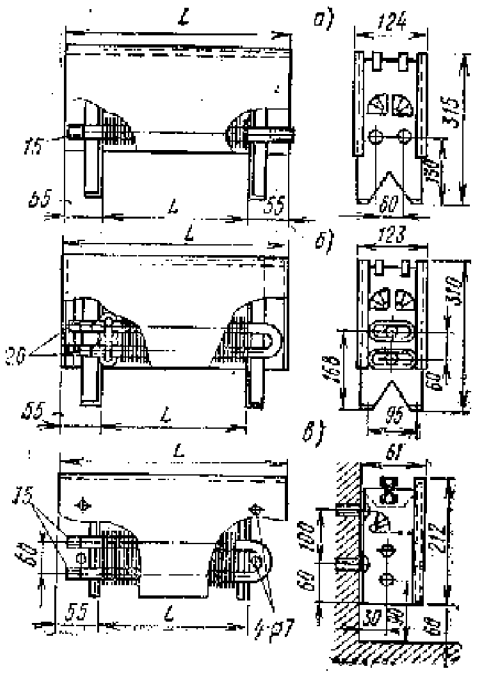


Рис. II.40. Конвектор типа «Комфорт»

а — напольный проходной; *б* — то же, концевой; *в* — настенный концевой

ния жилых, общественных и промышленных зданий с температурой теплоносителя до 150° С и давлением до 1 МПа. Конвектор «Аккорд» состоит из двух электросварных труб диаметром 20 мм и П-образных пластин оребрения, изготовляемых из листовой стали толщиной 0,8—1 мм. Поверхность конвекторов покрывается эмалью ПФ-115.

Удельная металлоемкость конвектора «Аккорд» 7,5 кг/экм. Промышленность выпускает восемь типоразмеров конвекторов (проходных и концевых) в однорядном исполнении с площадью эквивалентной поверхности 0,6—2 экм и восемь типоразмеров конвекторов (концевых) в двухрядном по высоте исполнении с площадью эквивалентной поверхности нагрева 1,105—3,68 экм. Высота конвектора 300 мм.

Более совершенными нагревательными приборами с оребренным нагревательным элементом являются конвектор с кожухом напольный низкий «Ритм», предназначенный для общественных зданий, и конвекторы с кожухом типа «Комфорт» (рис. II.40), предназначенные для жилых, общественных и промышленых зданий. Эти стальные приборы обладают высокими теплотехническими, технико-экономическими и эксплуатационными качествами.

На рис. II.41 показан подоконный конвектор в кожухе отопительно-вентиляционного назначения. Поступление наружного и внутреннего воздуха в конвектор и теплоотдача его регулируются соответствующими клапанами.

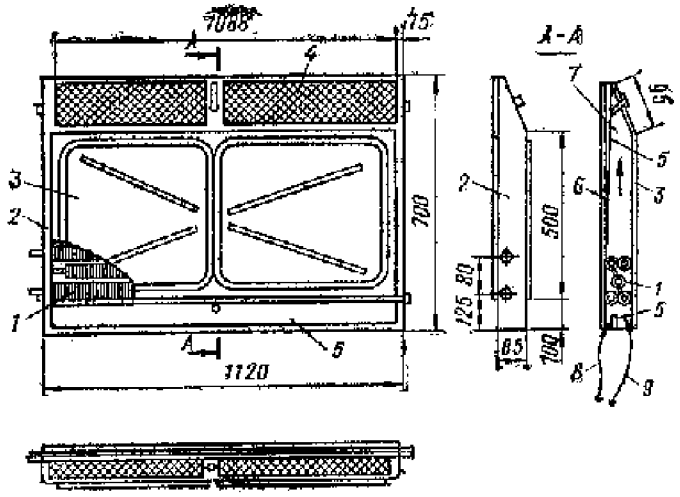


Рис. II.41. Отопительно-вентиляционный подоконный конвектор

1 — нагреватель из труб со спиральным оребрением; *2* — кожух; *3* — передний экран; *4* — декоративная металлическая сетка; *5* — регулировочные клапаны; *6* — задний экран из асбестоцемента; *7* — нагретый воздух; *8* — наружный воздух; *9* — воздух из помещения

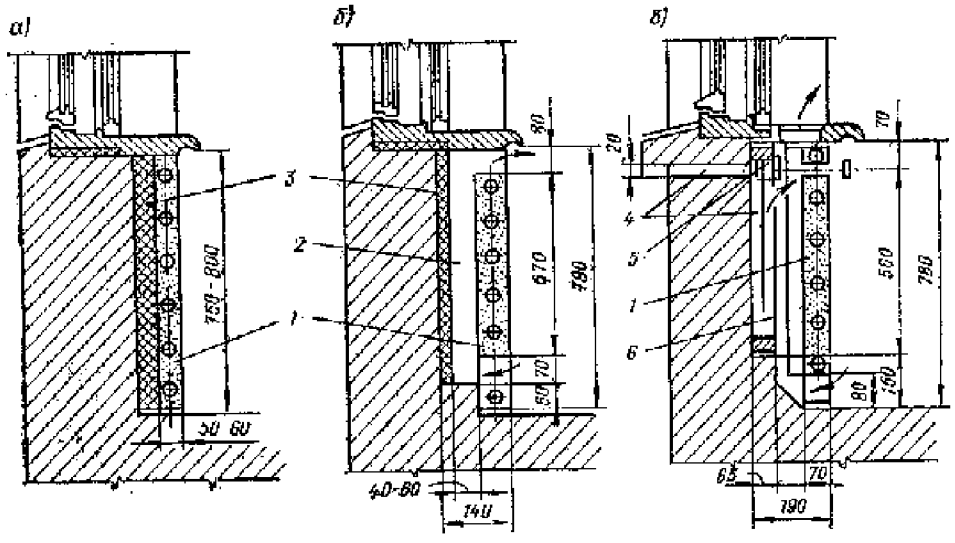


Рис. II.42. Бетонные нагревательные приборы

1 — нагревательные приборы; *2* — конвективный канал; *3* — тепловая изоляция; *4* — приточный канал; *5* — клапан; *6* — металлический экран

Бетонные нагревательные приборы. Эти приборы в настоящее время устанавливают в зданиях различного назначения. Прибор этого вида представляет собой змеевик и реже — регистр из стальных водогазопроводных труб диаметром 15 или 20 мм, заделанный в плоскую бетонную плиту толщиной 40—50 мм. Они изготовляются из бетона М 200 или М 250 плотностью (объемной массой) 2200—2500 кг/м³ в заводских условиях и могут быть приставными к наружной стене с односторонней теплопередачей (рис. II.42, *а*), с двусторонней теплопередачей (рис. II.42, *б*), а также с двусторонней теплопередачей и с приточным каналом (рис. II.42, *в*). Прообразом бетонных приборов являются «трубчатые приборы с рубашкой из бетона», изобретенные в 1905 г. инж. В. А. Яхимовичем.

Большой интерес представляют приборы с нагревательным элементом из термостойкого стекла и пластмассы, а также беструбные приборы из водонепроницаемого бетона и обычного бетона с пропиткой каналов водонепроницаемыми составами. Такие отопительные приборы пока находятся в стадии исследования.

Критерием для теплотехнической и технико-экономической оценки металлических нагревательных приборов служит тепловое напряжение металла прибора Θ, Вт/(кг·К), что представляет величину теплопередачи прибора при разности средних температур поверхности прибора и окружающего воздуха помещения в 1°, отнесенную к его массе:

$$\theta = \frac{Q_{пр}}{G\Delta t},$$

где $Q_{пр}$ — количество тепла, отдаваемого прибором, Вт;
G — масса прибора;
Δt — разность средних температур поверхности прибора и окружающего воздуха ($t_{пр} - t_в$).

Чем больше тепловое напряжение металла нагревательного прибора, тем он выгоднее. Современные приборы работают с тепловым напряжением металла 0,25—1,3 Вт/(кг·К).

Единицей измерения площади поверхности нагревательных приборов до 1957 г. считался квадратный метр. Эта величина не полностью характеризовала его в теплотехническом отношении, не отвечала требованиям планирования производства и распределения их. С 1957 г. поверхность нагрева всех нагревательных приборов измеряется и указывается в проектах в эквивалентных квадратных метрах (экм). Под «экм» принято понимать площадь внешней поверхности стандартно установленного прибора, через которую при средней температуре теплоносителя в приборе 82,5° С и температуре воздуха в помещении 18° С передается тепловой поток мощностью 506 Вт. За стандартную принимается открытая установка прибора у наружной стены с односторонним присоединением его к трубам, причем движение теплоносителя в приборе должно быть по схеме «сверху — вниз».

При этих показателях расход воды в приборе на 1 экм

$$g = \frac{3{,}6 \cdot 506}{4{,}19(95 - 70)} = 17{,}4 \text{ кг/(ч·м}^2\text{·экм)}$$

и коэффициент теплопередачи прибора

$$k = \frac{506}{82{,}5 - 18} = 7{,}84 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)},$$

Основные технико-экономические показатели некоторых нагревательных приборов, выпускаемых промышленностью, приведены в табл. II.7. Коэффициент перерасчета поверхности прибора с м² в экм, приведенный в таблице, даст возможность судить о совершенстве прибора в теплотехническом отношении.

Таблица II.7. Основные технико-экономические показатели нагревательных приборов (теплоноситель — вода)

Нагревательные приборы	Единица физическая	Поверхность нагрева		Коэффициент перерасчета поверхности с м² на экм	Размеры, мм				Коэффициент теплопередачи k при $t_{ср} - t_в = 64{,}5°$ С, Вт/(м²·К)	Масса, кг
		м²	экм		высота		ширина	глубина		
					полная	монтажная				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Радиаторы										
чугунные										
М-140	секция	0,244	0,31	1,22	582	500	96	140	9,5	7,44
М-140-АО	то же	0,287	0,35	1,22	582	500	96	140	9,6	8,23
М-140-АО-300	»	0,17	0,217	1,28	382	300	96	140	10	5,29
РД-90с	»	0,203	0,275	1,35	582	500	96	90	10,1	6,95
М-90	»	0,205	0,261	1,3	582	500	96	90	9,8	6,58
стальные штампованные										
МЗ-500-1	прибор	0,64	0,83	1,3	564	500	518	42	10,2	7,5
МЗ-500-4	то же	1,6	2,08	1,3	564	500	1262	42	10,2	18,8
МЗ-350-1	»	0,425	0,6	1,4	403	350	518	42	10,7	5,77
МЗ-350-4	»	1,062	1,49	1,4	406	350	1262	42	10,7	14,4
2МЗ-500-1	»	1,28	1,41	1,1	564	500	518	100	9,2	15,3
2МЗ-500-4	»	3,2	3,53	1,1	564	500	1262	100	9,2	37,9
2МЗ-350-1	»	0,85	1,01	1,2	406	350	518	100	9,8	11,85

2МЗ-350-4	»	2,125	2,52	1,2	406	350	1262	100	9,8	29,1
Ребристые чугунные трубы с круглыми ребрами длиной, м										
1	шт.	2	1,38	0,69	Наружный диаметр ребра 175 мм				5	35
1,5	»	3	2,07	0,69					5,2	52,5
2	»	4	2,76	0,69					5,2	70
Конвекторы										
низкий плинтусного типа без кожуха										
15 КП-1,25	прибор	0,95	0,6	0,63	80	—	1250	60	5,6	4,2
20 КП-1,25	то же	1,15	0,72	0,63	90	—	1250	72	5,6	5,2
низкий с кожухом «Комфорт», напольный проходной										
Н-7А	»	—	1,39	—	310	—	1110	122	—	10,2
Н-12А	»	—	2,87	—	310	—	1510	122	—	15,7
то же, напольный основной (концевой) Н-14	»	—	2,55	—	310	—	1110	123	—	17
то же, настенный (концевой) Н-3	»	—	1,78	—	210	—	1510	61	—	10,1

Примечания: 1. Данные о стальных штампованных приборах приведены для восьми типоразмеров, а всего выпускается 20 типоразмеров.
2. При установке ребристых труб в два ряда данные о F, экм, уменьшить в 1,08 раза, при установке в три ряда — в 1,29 раза.
3. Ширина конвекторов плинтусного типа 0,75, 1, 1,25.
4. Сведения о конвекторах «Комфорт» приводятся в сокращенном виде.

§ 70. Размещение и установка нагревательных приборов, Присоединение их к трубопроводу

Нагревательные приборы системы центрального отопления размещают у наружных стен, преимущественно под окнами, так как это уменьшает холодные токи воздуха вблизи окон. Чтобы приборы меньше выступали в помещение, в стене часто делают ниши глубиной 130 мм. При такой глубине коэффициент теплопередачи прибора принимают такой же, как и для прибора, установленного без ниши.

Минимальные расстояния от строительных конструкций здания до отопительных приборов приведены на рис. II.43.

Тип нагревательного прибора должен выбираться в соответствии с характером и назначением данного здания, сооружения и помещения. При повышенных санитарно-гигиенических требованиях рекомендуются приборы с гладкой поверхностью, лучше всего панельные, совмещенные со строительными конструкциями; при нормальных санитарно-гигиенических требованиях можно применять приборы с гладкой и с ребристой поверхностью, причем следует выбирать не более одного-двух видов приборов для всего здания; при пониженных санитарно-гигиенических требованиях в помещениях, предназначенных для кратковременного пребывания людей, использоваться приборы любого вида, предпочтение следует отдавать приборам с высокими технико-экономическими показателями. Рекомендации по выбору нагревательных приборов и предельная температура на их поверхности приведены в СНиП II-33-75.

Нагревательные приборы, устанавливаемые в лестничных клетках, не должны выступать из плоскости стен на уровне движения людей и сокращать требуемую нормами ширину маршей и площадок. Согласно СНиП II-33-75, в зданиях не выше четырех этажей нагревательные приборы в лестничных клетках следует устанавливать при входе и не переносить часть их на площадки. Чтобы вода в трубопроводе не замерзала, не допускается устанавливать отопительные приборы в тамбурах лестничных клеток, сообщающихся с наружным воздухом, а также у входных наружных одинарных дверей. Лестничные клетки многоэтажных зданий (четыре этажа и выше) рекомендуется обогревать рециркуляционными воздухонагревателями (конвекторами), устанавливая их в первом этаже (рис. II.44) и присоединяя к трубопроводу высокотемпературной воды.

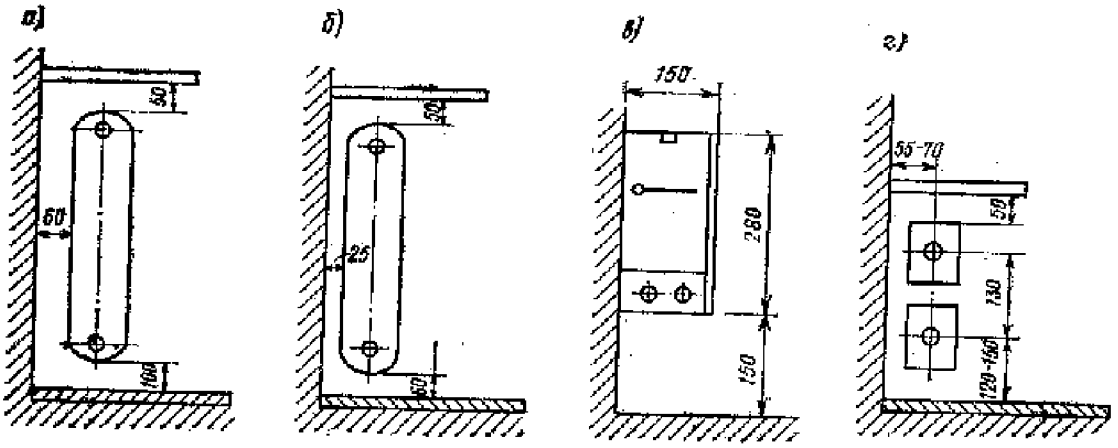


Рис. II.43. Минимальные расстояния от строительных конструкций до радиаторов и конвекторов

а — до радиаторов в помещениях зданий лечебно-профилактических, санаторно-курортных и детских учреждений; *б* — до радиаторов в помещениях с нормальными санитарно-гигиеническими требованиями; *в* — до конвекторов настенного типа «Комфорт» в помещениях зданий и сооружений различного назначения; *г* — до конвекторов плинтусного типа в помещениях зданий и сооружений различного назначения

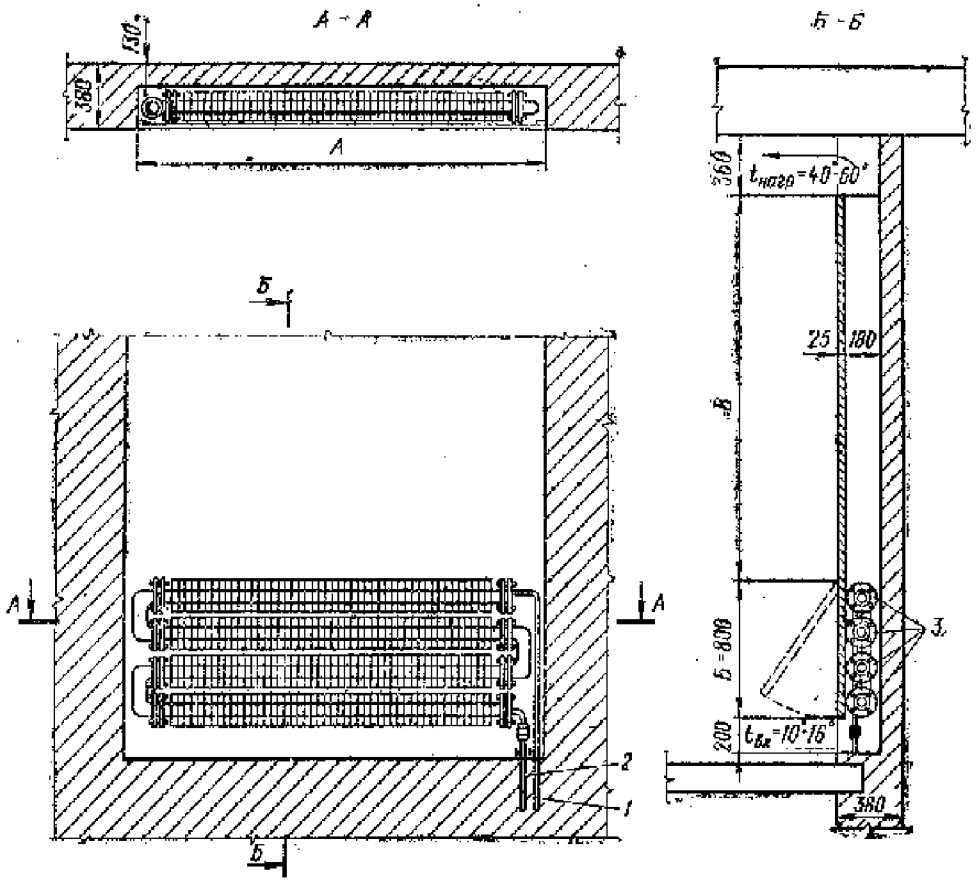


Рис. II.44. Рециркуляционный воздухонагреватель для отопления лестничных клеток

1 — подающая труба; *2* — обратная труба; *3* — нагревательный элемент

В помещениях большой высоты при наличии фонарей или второго яруса для предотвращения конденсации влаги на ограждающих конструкциях иногда приходится устанавливать $^1/_3$—$^1/_4$ часть поверхности нагревательных приборов в верхней зоне. Приборы не следует загораживать мебелью, так как это уменьшает их теплопередачу и затрудняет очистку от пыли. Ограждение (укрытие) прибора допускается при специальном обосновании. Площадь живого сечения ограждения должна быть не менее 70% общей площади его. В жилых зданиях делать ограждения для приборов не рекомендуется.

На теплопередачу отопительных приборов влияет также их окраска. Например, при покрытии алюминиевой краской теплоизлучающая способность прибора снижается на 7—10%. Окраска цинковыми белилами и белой эмалью на теплопередачу влияния не оказывает. Нагревательные приборы размещают в помещениях так, чтобы в системе было наименьшее число стояков и ответвления к ним имели небольшую длину.

В двухтрубных и однотрубных системах с верхней разводкой наиболее целесообразно размещать приборы по отношению к стоякам таким образом, чтобы каждый стояк имел двустороннюю нагрузку (рис. II.45, *а*). К стоякам, питающим приборы лестничных клеток, нельзя присоединять приборы других помещений. Питание приборов лестничных клеток рекомендуется осуществлять по однотрубной проточной схеме. Присоединение отопительных приборов на «сцепке» (рис. II.45, *б*, *в*) допускается только в пределах одного помещения, за исключением кухонь, коридоров, туалетов, умывальных и других вспомогательных помещений, где их можно присоединять к приборам соседней комнаты и на «сцепке». Наиболее целесообразно приборы на «сцепке» присоединять к стояку по диагональной схеме (рис. II.45, *в*). Приборы на «сцепке» в теплотехническом и гидравлическом расчете

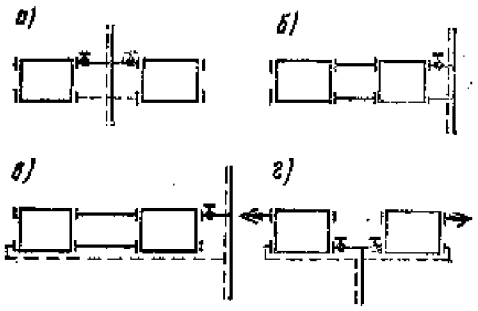


Рис. II.45. Присоединение нагревательных приборов к трубопроводу

рассматриваются как один прибор. На рис. II.45 *г* показано присоединение приборов снизу — вниз, имеющее применение в двухтрубных системах с нижней разводкой.

Ребристые трубы устанавливают в один или, в случае необходимости, в два-три ряда в вертикальной плоскости и присоединяют к трубопроводу с помощью фланцев. При высоких параметрах теплоносителя (пара, перегретой воды) необходимо обеспечивать возможность свободного удлинения ответвлений к приборам. Приборы навешивают только после оштукатуривания поверхностей ниш стен в местах установки приборов.

§ 71. Определение необходимой поверхности нагревательных приборов

Для поддержания в помещении требуемой температуры необходимо, чтобы количество тепла, отдаваемого нагревательными приборами, установленными в помещении, соответствовало расчетным теплопотерям помещения.

Количество тепла Q, Вт, отдаваемого прибором, пропорционально площади поверхности его нагрева $F_{пр}$, м², коэффициенту теплопередачи прибора k и разности температур теплоносителя $t_{ср}$ в приборе и омывающего его воздуха помещения $t_в$.

Исходя из этого, можно написать

$$Q_{расч} = F_{пр}\, k\,(t_{ср} - t_в), \qquad (II.35)$$

откуда

$$F_{пр} = \frac{Q_{расч}}{k\,(t_{ср} - t_в)}. \qquad (II.36)$$

Коэффициенты теплопередачи некоторых нагревательных приборов при $t_{ср} - t_в = 64{,}5°$ приведены в табл. II.7.

Средняя температура теплоносителя в приборе при водяном отоплении равна

$$t_{ср} = \frac{t_г + t_0}{2},$$

где $t_г$ — температура теплоносителя при входе в прибор, °С;
t_0 — температура теплоносителя при выходе из прибора, °С.

В системах парового отопления $t_{ср}$ принимают в зависимости от давления пара. При давлении $p_{изб} < 0{,}07$ МПа $t_{ср} = 100°$ С, при $p_{изб} \geqslant 0{,}07$ МПа $t_{ср} = t_{пара}$ при соответствующем давлении.

При учете дополнительных факторов, влияющих на теплопередачу приборов, формула (II.36) принимает общий вид

$$F_{пр} = \frac{Q_{расч}}{k\,(t_{ср} - t_в)}\,\beta_1\beta_2\beta_3\,\beta_4, \qquad (II.37)$$

где β_1 — коэффициент, учитывающий охлаждение воды в трубах (табл. II.8);
β_2 — коэффициент, учитывающий способ установки прибора;
β_3 — коэффициент, учитывающий способ подводки теплоносителя к нагревательному прибору и относительный расход воды через прибор (табл. II.9);
β_4 — коэффициент, учитывающий число секций в приборе и принимаемый равным: при числе секций до пяти — 0,95; от 5 до 10 — 1, от 11 до 20 — 1,05, более 20 — 1,1.

Таблица II.8. Значения коэффициента β_1, учитывающего охлаждение воды в трубопроводах систем водяного отопления с искусственной циркуляцией

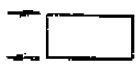
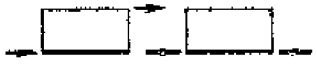
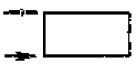
Число этажей в здании	Значение β_1 для рассчитываемого этажа при прокладке трубопроводов											
	скрытой						открытой					
Однотрубные системы с верхней разводкой												
2	1,04						1,03					
3	1,05						1,04					
4	1,05	1,04					1,04	1,03				
5	1,05	1,04					1,04	1,03				
6	1,06	1,05	1,04				1,05	1,04	1,03			
Двухтрубные системы с верхней разводкой												
2	1,05						1,05					
3	1,05	1,04					1,05	1,03				
Двухтрубные системы с нижней разводкой												
2	—	1,03					—	1,05				
3	—	—	1,03				—	—	1,05			
4	—	—	1,03	1,05			—	—	1,05	1,1		
5	—	—	1,03	1,03	1,05		—	—	1,05	1,05	1,1	
6	—	—	—	1,03	1,03	1,05	—	—	—	1,05	1,05	1,1

Примечания: 1. Значения β_1 для скрытой прокладки стояков и подводок даны при отсутствии изоляции и наличии поэтажных перемычек в вертикальных бороздах.

2. При естественной циркуляции воды определяется действительное охлаждение ее в трубах.

3. Значения β_1 вертикальных однотрубных систем с нижней разводкой см. в СН 419-70 или в справочной литературе [24, 28].

Таблица II.9. Коэффициент β_3, учитывающий способ подводки теплоносителя к нагревательным приборам и изменение теплоотдачи в зависимости от относительного расхода воды

Относительный расход воды $\bar{g}$	Значения β_3 при подводке теплоносителя		
			
0,5	0,91	0,93	0,95
0,7	0,96	0,97	0,98
1	1	1	1
2	1,02	1,07	1,06
3	1,03	1,12	1,09
4	1,04	1,15	1,12
5	1,05	1,17	1,14
6	1,06	1,19	1,15
7	1,06	1,21	1,17
Более 7	1,07	1,23	1,18

Примечания:

1. При теплоносителе паре для всех приборов и теплоносителе воде для ребристых труб и регистров из гладких труб принимать $\beta_3=1$.

2. Относительный расход воды $\bar{g}$ есть отношение фактического расхода воды на 1 экм нагревательного прибора к условному расходу 17,4 кг/ч.

При назначении коэффициента β_2 исходят из следующих данных:

а) прибор установлен у стены без ниши и перекрыт доской в виде подоконника на расстоянии A от прибора (рис. II.46, *а*); при A, равном 40, 80 и 100 мм, величина β_2 соответственно равна 1,05; 1,03 и 1,02;

б) прибор установлен в стенной нише глубиной более 130 мм на расстоянии до подоконника A (рис. II.46, *б*); при A, равном 40, 80 и 100 мм, величина β_2 соответственно равна 1,11, 1,07 и 1,06;

в) прибор установлен у стены без ниши и закрыт деревянным шкафом со щелями в его передней стенке у пола и в верхней доске

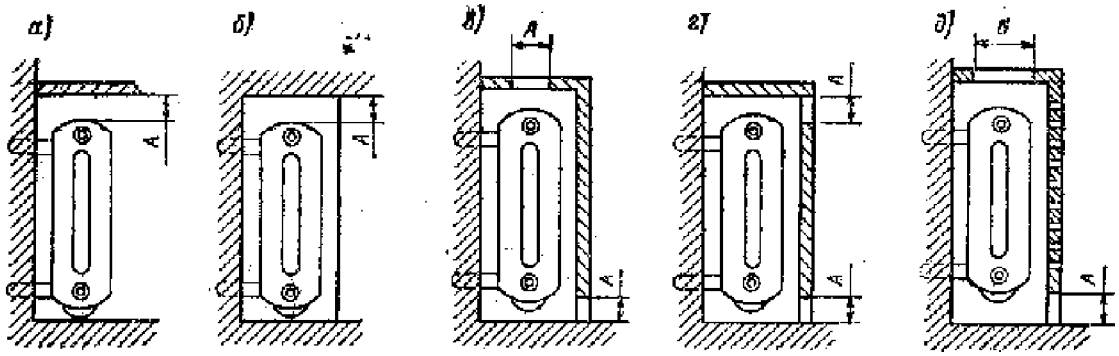


Рис. II.46. Различные способы установки нагревательных приборов

(рис. II.46, *в*); при ширине щели A, равной 260, 220, 180, 150 мм, величина β_2 соответственно равна 1,12; 1,13; 1,19 и 1,25;

г) прибор установлен, как и в предыдущем случае, но щель A вырезана не в верхней горизонтальной доске шкафа, а в верхней части передней стенки (рис. II.46, *г*); при A=130 мм величина β_2=1,2, если щель открыта, и β_2=1,4, если щель закрыта решеткой;

д) прибор установлен у стены без ниши и закрыт шкафом; в верхней доске шкафа прорезана щель $Б$, ширина которой не менее глубины прибора (рис. II.46, *д*); спереди шкаф закрыт деревянной решеткой, не доходящей до пола не менее чем на 100 мм, при этих условиях β_2=1,15*.

Относительный расход воды $\bar{g}$, кг/(ч·экм), определяется по формуле

$$\bar{g} = \frac{7{,}98\,(\Delta t_т - 10)}{\Delta t_{пр} - 17{,}4}, \qquad (II.38)$$

где $\Delta t_т$ — разность средних температур теплоносителя в нагревательном приборе и окружающего воздуха, град;
$\Delta t_{пр}$ — перепад температур теплоносителя в отопительном приборе, град.

Следует учитывать теплопередачу неизолированными трубопроводами, проложенными в помещении, чтобы сэкономить на установке нагревательных приборов.

Теплопередача трубопроводами определяется по формуле

$$Q_{тр} = \pi d_н\, l k b\,(t_т - t_в), \qquad (II.39)$$

где $d_н$ — наружный диаметр, м;
l — длина трубы, м;
k — коэффициент теплопередачи гладких труб, Вт/(м²·К);
$t_т$ — расчетная температура теплоносителя в трубопроводе, °С;
$t_в$ — расчетная температура воздуха в помещении, °С;
b — поправочный коэффициент, учитывающий месторасположение труб, равный 1 — для подводок к приборам и «сцепки»; 0,5 — для вертикальных труб (стояков); 0,75 — для обратных горизонтальных труб у пола помещения; 0,25 — для подающих труб под потолком.

При учете теплопоступлений от трубопроводов общая формула для определения необходимой площади поверхности нагрева приборов имеет вид

$$F_{пр} = \frac{Q - Q_{тр}}{k\,(t_{ср} - t_в)}\,\beta_1\beta_2\beta_3\beta_4. \qquad (II.40)$$

Площадь поверхности нагрева $F_{пр}$ приборов, экм, определяется по формуле

$$F_{экм} = \frac{Q_{расч}\,\beta_1\beta_2^*}{q_{экм}} - F_{тр}, \qquad (II.41)$$

где $q_{экм}$ — теплоотдача 1 экм, (Вт/экм).

---

* Согласно СНиП, декоративные укрытия не должны вызывать увеличения поверхности нагрева приборов более чем на 15%.

Теплоотдачу 1 экм $q_{экм}$, Вт/экм, определяют по формуле

$$q_{экм} = 9{,}28\,(\Delta t_т - 10)\,\beta_2 z, \qquad (II.42)$$

где z — поправочный коэффициент, зависящий от схемы подачи воды в прибор (для схемы «сверху — вниз» $z=1$; «снизу — вниз» $z=0{,}9$ и при схеме подачи «снизу — вверх» $z=0{,}78$).

Величину $F_{тр}$, экм, определяют по формулам:
для труб $d \leqslant 32$ мм

$$F_{тр} = 1{,}78\pi d_н l_б; \qquad (II.43)$$

для труб $d > 32$ мм

$$F_{тр} = 1{,}56\pi d_н l_б. \qquad (II.44)$$

После нахождения $F_{экм}$ число секций в радиаторах определяется по формуле

$$n = \frac{F_{акм}}{f_{экм}}\beta_4, \qquad (II.45)$$

где $f_{экм}$ — площадь поверхности нагрева одной секции радиатора, принятого к установке, экм.

При округлении числа секций в радиаторе до целого числа расчетную площадь поверхности нагрева можно уменьшить не более чем на 0,1 экм.

В процессе определения необходимой площади поверхности нагревательных приборов исходные и получаемые данные вписывают в бланк (табл. II.10).

Таблица II.10. **Отопительные приборы**

№ помещения	Температура помещения $t_в$, °С	Тепловая нагрузка на прибор $Q_{расч}$, Вт	Средняя температура воды в приборе, °С	Расчетная разность температуры $\Delta t_т = t_{ср} - t_в$, град	Способ подачи теплоносителя	Поправочные коэффициенты			Теплопередача с 1 экм прибора $q_э$, экм, Вт/экм	$\frac{Q_{расч}\beta_1\beta_2}{q_{экм}}$	Площадь поверхности		Поправочный коэффициент β_4	Число секций n
						β_1	β_2	β_3			трубы $F_{тр}$, экм	прибора $F_{пр}$, экм		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

§ 72. Трубопроводы систем центрального отопления, их размещение (трассировка) и монтаж

Для систем центрального отопления с теплоносителем водой или паром принимаются стальные неоцинкованные черные водогазопроводные трубы (ГОСТ 3262—62), трубы электросварные (ГОСТ 10704) и трубы бесшовные горячекатаные (ГОСТ 8732—70).

Водогазопроводные трубы разделяются по толщине стенки на обыкновенные, усиленные и легкие. Нормальная длина их 6—7 м. Наибольшее применение в технике отопления имеют водогазопроводные трубы обыкновенные. Трубы электросварные и бесшовные применяются в основном для магистральных трубопроводов. Соединяются они посредством сварки и с помощью фланцев.

Водогазопроводные трубы отличаются более толстыми стенками и наличием на их концах резьбы. Для соединения водогазопроводных труб, изменения их направления или диаметра применяют соединительные части (муфты, тройники, крестовины, футорки). В тех участках трубопровода, в которых может возникнуть необходимость в его разборке,

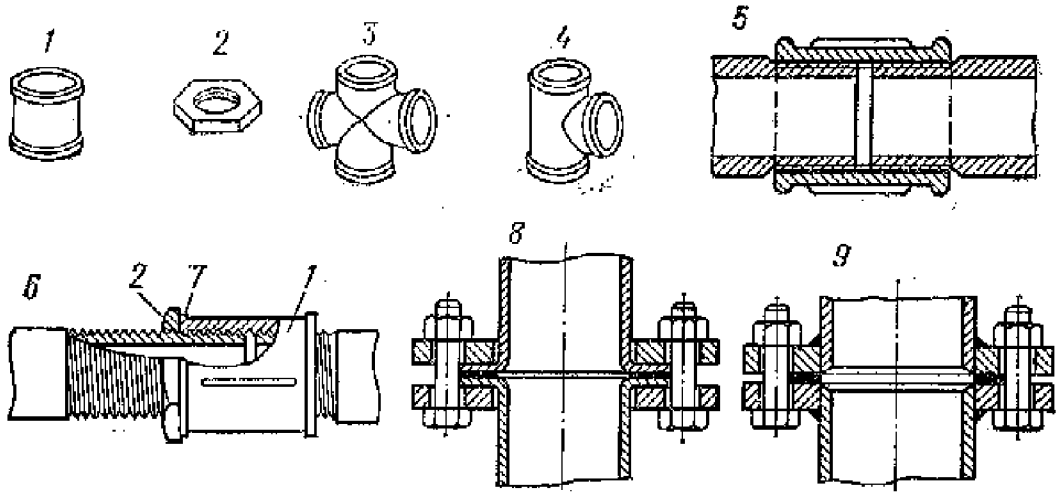


Рис. II.47. Фасонные части труб, применяемые при монтаже систем отопления, и способы соединения труб

1 — муфта; *2* — контргайка; *3* — крестовина; *4* — тройник; *5* — соединение труб с помощью муфты; *6* — разъемное соединение; *7* — льняной жгутик; *8* — фланцевое соединение с отбортовкой концов труб; *9* — фланцевое соединение с приваркой фланцев к трубам

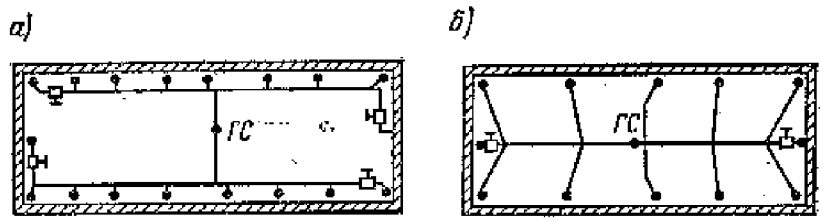


Рис. II.48. Прокладка магистрального трубопровода на чердаке здания (расширительный сосуд условно не показан)

а — вблизи наружных стен; *б* — в середине здания

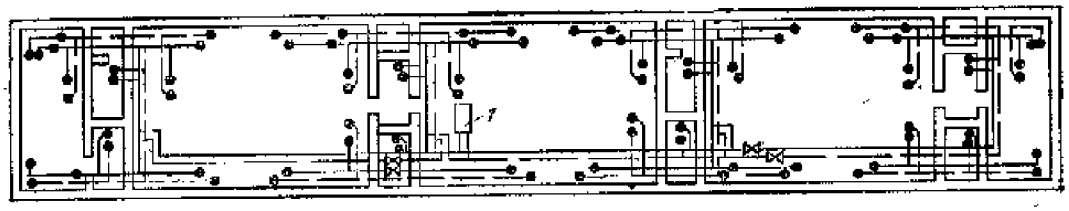


Рис. II.49. План технического подполья посекционной системы отопления жилого дома с прокладкой транзитных трубопроводов тепловой сети вдоль здания

1 — тепловой пункт

предусматривают разъемное соединение (сгон), представляющее собой кусок трубы длиной 100 или 300 мм с короткой и длинной резьбой на концах, с навернутой муфтой и контргайкой (рис. II.47). При соединении и разъединении труб муфта с контргайкой по длинной резьбе перегоняется в соответствующем направлении. Для уплотнения соединений при теплоносителе с температурой до 100° С используют льняную прядь и пасту, изготовляемую из сурика и олифы. При перегретой воде и паре в качестве уплотнителя применяют асбестовый шнур на графитовой пасте.

Трубопроводы системы отопления подразделяют на магистрали горячей и охлажденной воды при теплоносителе воде и паропровод и конденсатопровод при теплоносителе паре, а также на отопительные стояки и ответвления к приборам.

Схемы прокладки магистрального трубопровода системы водяного отопления с верхней разводкой на чердаке здания показаны на рис. II.48. Для монтажа и ремонта трубопровода более удобной являст-

ся схема прокладки вблизи наружных стен, на расстоянии от них 1—1,5 м. В отдельных случаях трубопроводы прокладывают под потолком верхнего этажа. При нижней разводке трубопроводы устраивают ниже всех нагревательных приборов, т. е. в подвале, в подполье или в подпольных каналах первого этажа.

В зданиях и сооружениях, возводимых в районах Северной климатической зоны, прокладка трубопровода на чердаках и в проветриваемых подпольях не допускается.

Для типовых жилых домов, состоящих из одинаковых повторяющихся секций, применяется посекционная нижняя разводка, при которой для каждой секции дома осуществляется как бы самостоятельная система (рис. II.49).

Трубопроводы прокладывают с уклоном не менее 0,002. В системе водяного отопления с естественной циркуляцией уклон увеличивается до 0,005—0,01. Отопительные стояки, как правило, располагают у наружных стен. В угловых помещениях их следует устанавливать в углах, образованных наружными стенами, чтобы предохранить стены от сырости и промерзания. Если стояки и подводки к приборам прокладывают открыто, то расстояние от поверхности штукатурки до трубы должно быть 2—3 см. К стенам стояки крепят разъемными хомутами из полосовой стали.

Скрытая прокладка труб (в бороздах) предусматривается для помещений, к которым предъявляются повышенные санитарно-гигиенические и эстетические требования. Чтобы предотвратить движение воздуха по бороздам, которое вызывает дополнительные бесполезные потери тепла трубопроводом и может быть опасным в случае возникновения пожара, предусматривают горизонтальные разделки в плоскости междуэтажного перекрытия.

Трубы, проходящие через перекрытия, площадки лестничных клеток, внутренние стены и т. п., прокладывают в гильзах (манжетах) из кровельной стали или из обрезков труб с зазором 1—1,5 мм, чтобы обеспечить их свободное перемещение при температурном расширении.

В системах парового отопления для поглощения удлинения труб при нагревании на прямолинейных участках большой длины ставят компенсаторы. В системах водяного отопления, где колебания температуры и длина прямолинейных участков сравнительно невелики, а также имеется много углов и поворотов, компенсаторы не требуются.

Температурное удлинение трубопроводов Δl, мм, определяется по формуле

$$\Delta l = \alpha (t_1 - t_2) l, \qquad (II.46)$$

где α — коэффициент линейного расширения мягкой стали, равный 0,012 мм/(м·°С);
t_1 — температура трубопроводов, °С;
t_2 — температура воздуха, окружающего трубопровод, °С;
l — длина участка трубопровода, м.

Если необходимо устанавливать компенсаторы, то следует отдавать предпочтение П-образным и лирообразным компенсаторам и размещать их на трубопроводе в горизонтальной плоскости. Для поглощения компенсатором удлинений определенного участка длиной l трубопровод закрепляют наглухо в точках по концам этого участка (мертвые точки).

При прокладке трубопроводов в местах, где возможно замерзание теплоносителя или где наличие горячих поверхностей опасно в пожарном отношении, а также для снижения бесполезных потерь тепла на участках, где теплоотдача не нужна, трубопроводы следует покрывать теплоизоляцией. На трубы наносят мастику (материал в тестообразном состоянии), либо обматывают их слоем стекловаты или теплоизоляционными жгутами и лентами, либо покрывают заранее заготовленными сегментами.

Теплотехнические качества изоляции оцениваются ее коэффициентом полезного действия $\eta_и$ по формуле

$$\eta_и = \frac{q_г - q_и}{q_г}, \qquad (II.47)$$

где $q_г$ — теплопотери 1 м неизолированной трубы, Вт;
$q_и$ — то же, изолированной трубы, Вт.

§ 73. Запорно-регулирующая арматура и способы регулирования теплоотдачи приборов

Для пуска системы в работу по частям, а также выключения отдельных ветвей системы для ремонта на магистральных трубопроводах устанавливают задвижки или краны пробочные сальниковые (рис. II.50, *а, в*). На отопительных стояках систем водяного отопления для гидравлической регулировки, отключения и опорожнения их ставятся запорные прямоточные вентили с косым шпинделем (рис. II.50, *б*) и краны пробочные сальниковые бронзовые (рис. II.50, *в*).

В зданиях высотой до трех этажей отключающая арматура на стояках не ставится, за исключением лестничных клеток, где она должна быть предусмотрена независимо от этажности здания.

Для приведения теплоотдачи приборов, установленных в отдельных помещениях, в соответствие с потерями тепла необходимо изменять как количество воды, проходящей через приборы, так и ее температуру, т. е. качественно и количественно регулировать системы отопления. Качественное регулирование достигается изменением температуры воды, подаваемой в нагревательные приборы из теплового центра (котельной, бойлерной, теплового пункта с элеватором). Это — центральное регулирование. Количественное регулирование теплоотдачи приборов осуществляется изменением количества воды, поступающей в прибор, для чего применяют краны двойной регулировки (рис. II.50, *г*), трехходовые и четырехходовые краны (рис. II.50, *д, е*).

Согласно СНиП, регулировочные краны устанавливают для проведения двух независимых одна от другой стадий регулирования: монтажной — в период наладки и пуска системы и эксплуатационной — во время эксплуатации системы. Регулировочные краны не устанавливают у приборов, размещаемых в лестничных клетках и в других местах, где вода может замерзнуть. Не допускается установка запорно-регулировочной арматуры на «сценках» приборов.

В системах парового отопления предел качественного регулирования весьма ограничен, и оно малоэффективно. Количественное регулирование может быть только местное, осуществляемое изменением количества пара, поступающего в прибор.

В качестве запорно-регулирующей арматуры в системах парового отопления применяют паровые вентили, клапаны которых тщательно пришлифованы к седлу, и поэтому дополнительного уплотнения не требуется.

В последние годы стали применять регулирующие устройства автоматического действия. Они автоматически перекрывают вентили на трубопроводах при повышении температуры в помещении и вновь открывают их при понижении температуры.

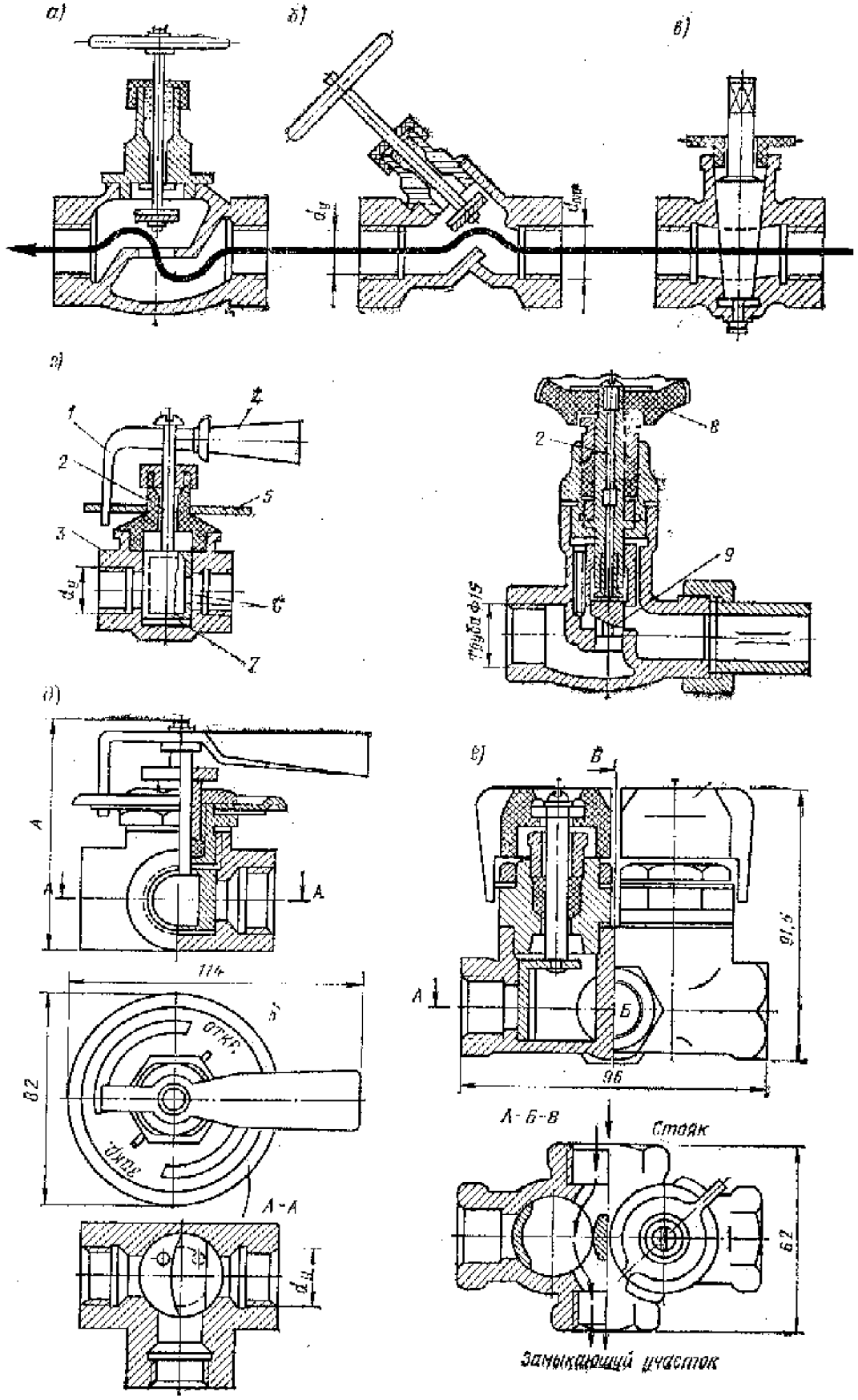


Рис. II.50. Запорно-регулирующая арматура

1 — ограничитель; *2* — шпиндель; *3* — корпус; *4* — ручка; *5* — розетка; *6* — отверстия; *7* — цилиндрический стакан; *8* — маховик; *9* — клапан

§ 74. Устройство и принцип действия системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды

Для уяснения устройства и принципа действия системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды рассмотрим схемы двух систем, приведенных на рис. II.51 и II.52. Источником тепла в обеих системах служит котел.

В системе, показанной на рис. II.51, горячая вода из котла направляется через главный стояк в магистральный теплопровод, расположенный на чердаке, а затем через горячие стояки и ответвления поступает в отопительные приборы. В системе отопления, показанной на рис. II.52, вода из котла поступает в магистральный теплопровод, проложенный в нижней части здания, под потолком подвала. В этом заключается принципиальное отличие первой системы от второй.

В отопительных приборах вода охлаждается, отдавая часть тепла через стенки приборов помещению, и по обратным стоякам и магистральному теплопроводу возвращается в котел. Для регулирования теплоотдачи приборов у каждого из них установлен кран.

Расширительный сосуд в системах водяного отопления предназначается для вмещения прироста объема воды при ее нагревании, а также для удаления через него воздуха в атмосферу как при заполнении системы водой, так и в период ее эксплуатации (при естественной циркуляции воды).

Перед пуском в действие каждая система заполняется водой из водопровода до сигнальной трубы в расширительном сосуде. Когда уровень воды в системе повысится до сигнальной трубы, вода будет вытекать из трубы в раковину, находящуюся в котельной (см. рис. II.51 и II.52).

Движение воды в системах водяного отопления с естественной циркуляцией происходит по замкнутому кольцу: котел — трубопровод горячей воды - - отопительный прибор — трубопровод охлажденной воды — котел — и обусловлено давлением, которое возникает в результате охлаждения воды в приборах и трубопроводе.

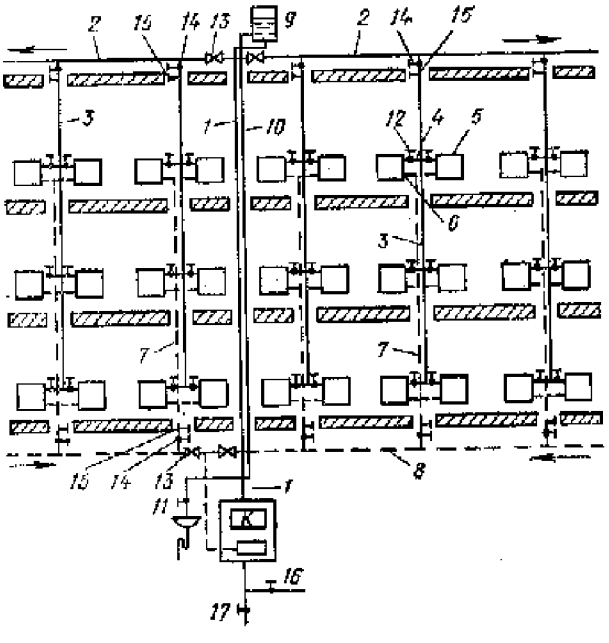


Рис. II.51. Схема двухтрубной системы водяного отопления с верхней разводкой

К — котел; *1* — главный стояк; *2* — магистральный трубопровод горячей воды; *3* — стояки горячей воды; *4* — ответвления от стояков к приборам; *5* — отопительные приборы; *6* — ответвления от приборов к стоякам; *7* — обратные стояки (охлажденной воды); *8* — обратный магистральный трубопровод (охлажденной воды); *9* — расширительный сосуд; *10* — сигнальная труба; *11* — запорный вентиль или кран на сигнальной трубе; *12* — регулировочные краны у отопительных приборов; *13* — краны пробочные или задвижки на магистральных трубопроводах для регулирования и отключения отдельных веток системы; *14* — вентили или краны на стояках; *15* — тройники с пробкой, верхние — для впуска воздуха в отключенный стояк, нижние — для спуска воды; *16* — труба для наполнения системы водой, присоединенная к водопроводу; *17* — спускная труба

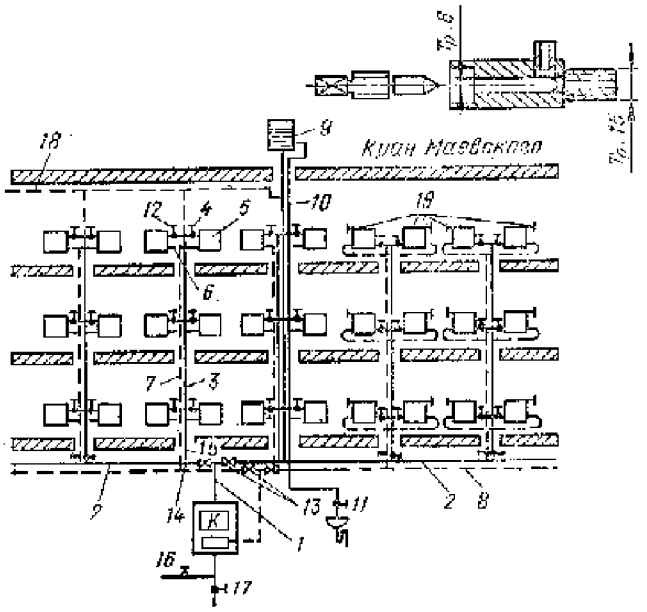


Рис. II.52. Схема двухтрубной системы водяного отопления с нижней разводкой

К — котел; *1* — главный стояк; *2* — магистральный трубопровод горячей воды; *3* — стояки горячей воды; *4* — ответвления от стояков к приборам; *5* — отопительные приборы; *6* — ответвления от приборов к стоякам; *7* — обратные стояки (охлажденной воды); *8* — обратный магистральный трубопровод (охлажденной воды); *9* — расширительный сосуд, *10* — сигнальная труба; *11* — запорный вентиль или кран на сигнальной трубе; *12* — регулировочные краны у отопительных приборов; *13* — краны пробочные или задвижки на магистральных трубопроводах для регулирования и отключения отдельных ветвей системы; *14* — вентили или краны на стояках; *15* — тройники с пробкой, верхние — для впуска воздуха в отключенный стояк, нижние для спуска воды; *16* — труба для наполнения системы водой, присоединенная к водопроводу; *17* — спускная труба; *18* — воздушная сеть; *19* — краны для выпуска воздуха

При недостаточном прогреве приборов вследствие засорения трубопровода или арматуры, а также в случае появления утечки вода из отдельных стояков может быть спущена без опорожнения и прекращения работы других участков системы. Для этого закрывают вентили или краны *14* на стояках. Из тройника *15*, установленного в нижней части стояка, вывертывают пробку и к отростку тройника присоединяют гибкий шланг, по которому вода из трубопровода и приборов стекает в канализацию. Чтобы вода быстрее стекала, из верхнего тройника *15* вывертывают пробку.

§ 75. Основные схемы систем водяного отопления с естественной циркуляцией воды

Системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды подразделяются: по месту расположения горячего магистрального трубопровода — на системы с верхней и нижней разводкой (вертикальные) и системы с поэтажной разводкой (горизонтальные); по конструкции отопительных стояков — на двухтрубные и однотрубные.

В системах, показанных на рис. II.51 и II.52, имеются два отдельных стояка; по одному из них — горячему стояку — вода поступает в нагревательные приборы, по другому — обратному стояку — она отводится из них. По этому признаку системы называют двухтрубными.

Однотрубные системы отопления отличаются от двухтрубных тем, что вся горячая вода, поступающая в приборы, и охлажденная вода из приборов перемещается по одному и тому же стояку.

На рис. II.53 показана однотрубная вертикальная система отопления: слева — с замыкающими участками на стояках, а справа — проточная, т. е. без замыкающих участков.

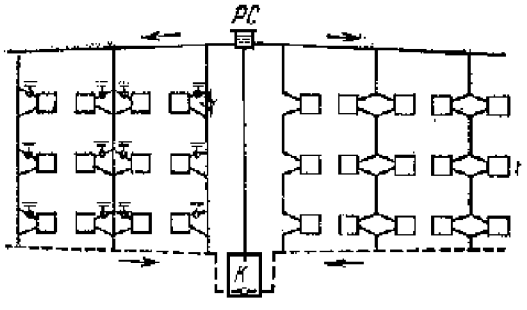


Рис. II.53. Схема однотрубной системы водяного отопления

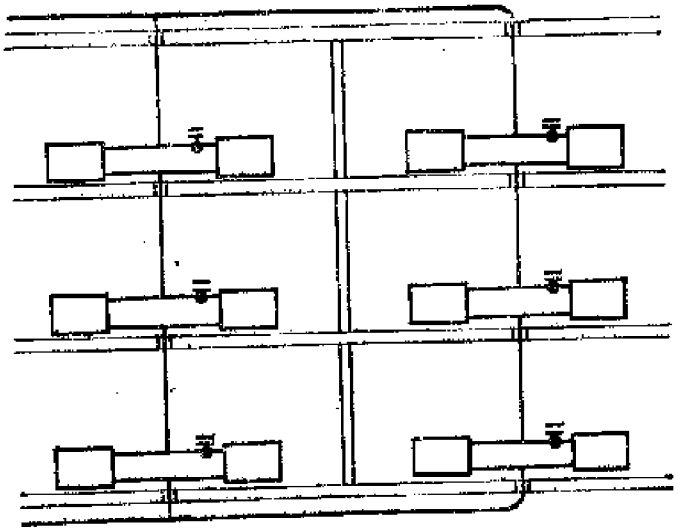


Рис. II.54. Однотрубно-проточные стояки с регулировочными кранами

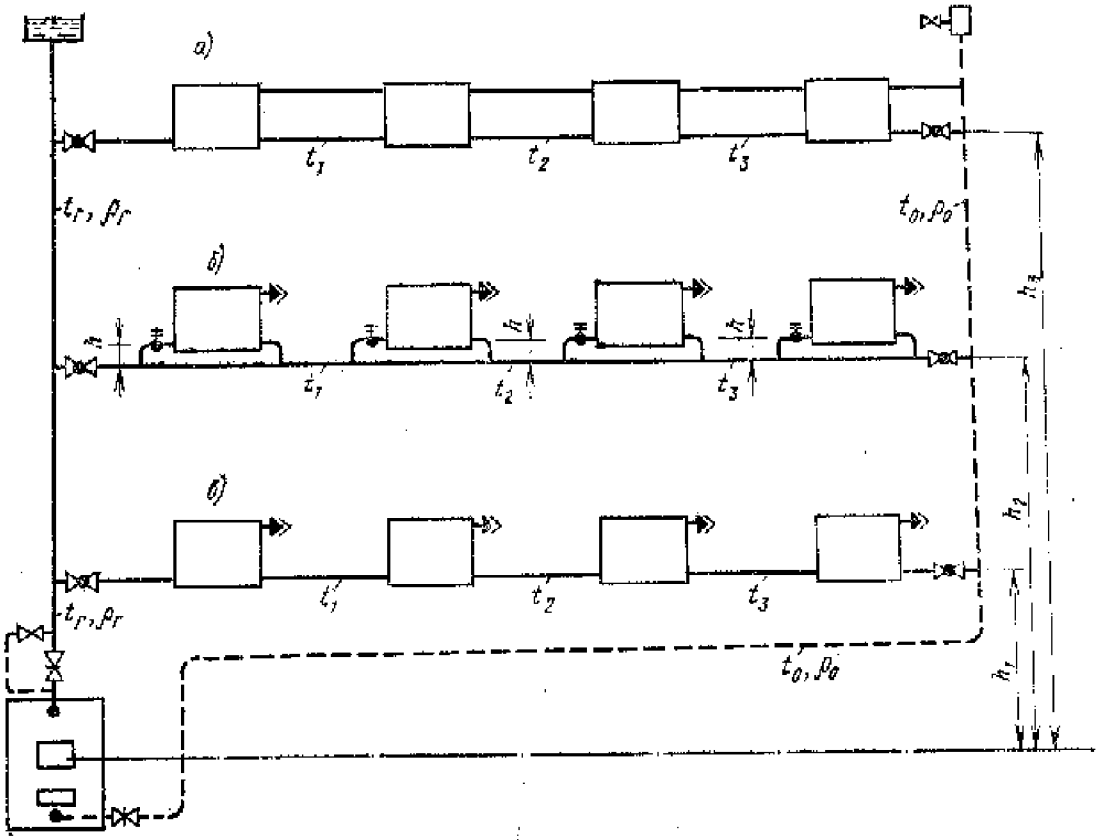


Рис. II.55. Схема однотрубных горизонтальных систем водяного отопления

В системе с замыкающими участками горячая вода, движущаяся по стояку, в узлах присоединения приборов разделяется на два потока: часть воды затекает в приборы, а другая часть проходит по замыкающему участку. Вода, охладившаяся в приборах, смешивается с горячей водой, проходящей по стояку, и далее поступает в расположенный ниже прибор.

В проточной системе вся горячая вода проходит последовательно через все приборы, присоединенные к стояку (ветке).

Однотрубные проточные системы отопления отличаются простотой конструкции и удобством монтажа. Однако невозможность выключения и регулирования отдельных приборов при одностороннем расположении их по отношению к стояку ограничивает применение этой схемы. На рис. II.54 показана однотрубная проточная система, предложенная проф. П. Н. Камешевым. Особенность ее состоит в том, что приборы,

находящиеся в одном помещении, присоединяют по проточной схеме к стояку с двух сторон и у одного из них устанавливают регулировочный кран. Такие системы находят применение в многоэтажных промышленных зданиях.

На рис. II.55 показана схема однотрубных горизонтальных систем отопления. Горячая вода в таких системах поступает в отопительные приборы одного и того же этажа из теплопровода, проложенного горизонтально. Регулировка и включение отдельных приборов в горизонтальных системах с замыкающими участками (рис. II.55, *б*) достигается так же легко, как и в вертикальных системах. В горизонтальных проточных системах (рис. II.55, *а, в*) регулировка может быть только поэтажная, что является существенным их недостатком.

К основным достоинствам однотрубных горизонтальных систем относятся меньший, чем в вертикальных системах, расход труб, возможность поэтажного включения системы и стандартность узлов. Горизонтальные системы не требуют пробивки отверстий в перекрытиях, и монтаж их по сравнению с вертикальными системами проще. Они довольно широко применяются в производственных помещениях.

§ 76. Естественное давление, возникающее в системах водяного отопления

Как было сказано, в результате охлаждения воды в нагревательных приборах и трубопроводе возникает естественное давление. Определим величину его в системе отопления, элементарная схема которой приведена на рис. II.56. Система состоит из котла *1*, трубопроводов *2*, соединяющих котел с нагревательным прибором *3*, и расширительного сосуда *4*.

Предположим, что все трубопроводы системы имеют хорошую теплоизоляцию и вода при движении от котла в нагревательный прибор не охлаждается. При этих условиях плотность и температура воды будут изменяться только в двух точках циркуляционного кольца — в котле и в нагревательном приборе. С достаточной для практических целей точностью принимаем среднюю температуру воды в котле и в приборе равной средней температуре горячей и охлажденной воды: $t_{ср}=(t_г+t_0)/2$ при плотности $\rho_{ср}=(\rho_г+\rho_0)/2$.

Для циркуляции воды в системе необходима разность давления в любом сечении трубопровода кольца.

Возьмем произвольно сечение II—II нижней трубы и определим давления справа и слева. Так как в котле вода нагревается, а охлаждается только в приборе, то давление столба воды в сечении II—II справа будет равно

$$p_п = \left(h_0\rho_0 + h_1\rho_0 + h_2\frac{\rho_г-\rho_0}{2} + h_3\rho_г + h_4\rho_г\right)\cdot g + p_б,$$

где $p_б$ — атмосферное давление, действующее на поверхность воды в расширительном сосуде.

Давление столба воды в сечении II—II слева

$$p_л = \left(h_0\frac{\rho_г+\rho_0}{2} + h_1\rho_г + h_2\rho_г + h_3\rho_г + h_4\rho_г\right)g + p_б.$$

Разность давлений, или, как ее принято называть, естественное давление, $\Delta p_е$, Па

$$\Delta p_е = p_п - p_л = \left[\left(h_0\rho_0 + h_1\rho_0 + \frac{h_2\rho_г}{2} + \frac{h_2\rho_0}{2} + h_3\rho_г + h_4\rho_г\right)g + p_б\right] -$$

$$-\left[\left(\frac{h_0\rho_г}{2} + \frac{h_0\rho_0}{2} + h_1\rho_г + h_2\rho_г + h_3\rho_г + h_4\rho_г\right)g + p_б\right].$$

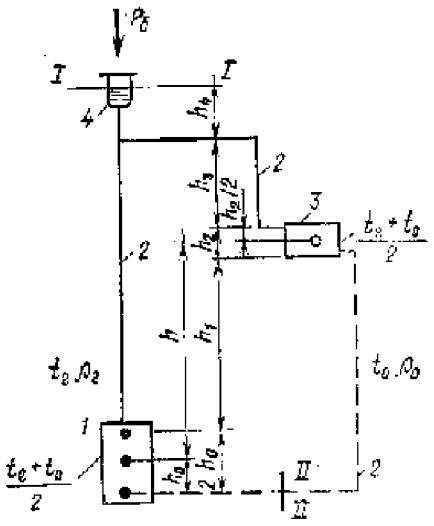


Рис. II.56. Схема к определению естественного давления в двухтрубной системе водяного отопления

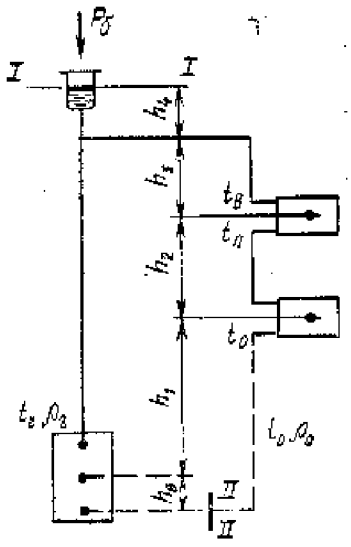


Рис. II.57. Схема к определению естественного давления в проточной однотрубной системе водяного отопления

После сокращения получим

$$\Delta p_e = \left(\frac{h_0}{2} + h + \frac{h_2}{2}\right)\rho g - \left(\frac{h_0}{2} + h_1 + \frac{h_2}{2}\right)\rho_r g,$$

или

$$\Delta p_e = hg(\rho_0 - \rho_r), \qquad (II.48)$$

Таким образом, естественное давление равно произведению вертикального расстояния от середины котла (центра нагрева) до середины нагревательного прибора (центра охлаждения) на разность плотностей (объемных масс) охлажденной и горячей воды.

Кроме того, из формулы (II.48) и схемы системы отопления, показанной на рис. II.56, видно следующее: атмосферное давление и высота расположения расширительного сосуда влияния на величину естественного давления не оказывают; для повышения естественного давления необходимо заглублять котел, чтобы расстояние от центра котла до центра прибора было больше.

При выводе формулы для определения естественного давления было допущено, что вода, движущаяся в системе, охлаждается только в нагревательном приборе. В действительности она охлаждается и в трубопроводах системы. Общая величина естественного давления $\Sigma\Delta p_e$, Па, в кольце системы с учетом дополнительного давления, возникающего вследствие охлаждения воды в трубопроводах:

$$\Sigma\Delta p_e = h(\rho_0 - \rho_r)g + \Delta p_{тр}, \qquad (II.49)$$

где $\Delta p_{тр}$ — дополнительное естественное давление от охлаждения воды в трубопроводах систем с верхней разводкой (см. прил. 8).

В системах с нижней разводкой охлаждение воды в подъемных стояках (горячих) уменьшает действующее давление, а в опускных (обратных) увеличивает. Поскольку уменьшение примерно равно увеличению, то в системах с нижней разводкой охлаждение воды в трубопроводах не учитывается.

В зданиях в два этажа и выше число циркуляционных колец в двухтрубной системе отопления равно числу нагревательных приборов (без учета приборов, присоединенных на «сцепке»). Очевидно, что в кольце, проходящем через прибор второго этажа, естественное давление Δp_2, Па, равно

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 + h_2(\rho_0 - \rho_r)g, \qquad (II.50)$$

где Δp_1 — естественное давление в кольце через прибор первого этажа;
h^2 — расстояние от центра прибора первого этажа до центра прибора второго этажа,

В кольце через прибор третьего этажа

$$\Delta p_3 = \Delta p_2 + h_3 (\rho_0 - \rho_г) g, \qquad (II.51)$$

где Δp_2 — естественное давление в кольце через прибор второго этажа;
h_3 — расстояние от центра прибора второго этажа до центра прибора третьего этажа.

Избыточное давление для приборов верхних этажей приводит к более интенсивному движению воды в ответвлениях к прибору, в приборе и в обратном стояке, что вызывает перегрев приборов верхних этажей и недогрев приборов нижних этажей. Поэтому приходится на этих участках трубопровода искусственно создавать повышенные сопротивления, а при монтажной регулировке системы поэтажно изменять степень открытия кранов у отопительных приборов.

В однотрубной системе число циркуляционных колец равно числу отопительных стояков. Вода охлаждается последовательно в приборах, присоединенных к стояку. Естественное давление в однотрубных системах определяется с учетом изменения температуры теплоносителя.

В проточной однотрубной системе двухэтажного здания (рис. II.57) естественное давление будет равно

$$\Delta p_2' = h_1 g (\rho_0 - \rho_г) + h_2 g (\rho_п - \rho_г). \qquad (II.52)$$

Сопоставляя формулы (II.48)—(II.52), можно сделать вывод, что естественное давление в циркуляционном кольце однотрубной системы, в котором все приборы, присоединенные к стояку, участвуют в создании давления, несколько меньше, чем в циркуляционном кольце через прибор верхних этажей двухтрубной системы, и значительно больше, чем в кольце через прибор первого этажа двухтрубной системы. Для систем двухэтажных зданий $\Delta p_2 > \Delta p_2' > \Delta p_1$.

Температура $t_п$, °С (см. рис. II.57) и, следовательно, плотность $\rho_п$ определяются по формуле

$$t_п = t_г - \frac{Q_{пр.2}}{Q_{пр.1} + Q_{пр.2}} (t_г - t_0); \qquad (II.53)$$

Температура в любой точке стояка однотрубной системы многоэтажного здания может быть определена по формуле

$$t_x = t_г - \frac{Q_{пр.1} + Q_{пр.2} + \ldots + Q_{пр.n}}{\Sigma Q_{пр}} (t_г - t_0), \qquad (II.54)$$

где $Q_{пр.1} + Q_{пр.2} + \ldots + Q_{пр.n}$ — тепловая нагрузка отопительных приборов, расположенных выше точки x, в которой определяется температура воды, Вт;
$\Sigma Q_{пр}$ — тепловая нагрузка всех отопительных приборов, присоединенных к данному стояку, Вт;
$t_г$ — температура горячей воды, поступающей в стояк, °С;
t_0 — температура охлажденной воды, выходящей из стояка, °С.

§ 77. Расширительный сосуд и место его установки. Способы удаления воздуха при естественной циркуляции воды в системах отопления

Расширительный сосуд (рис. II.58) представляет собой металлическую емкость цилиндрической формы со съемной крышкой и патрубками для присоединения следующих труб: соединительной d_1; контрольной d_2, выведенной к раковине в котельной для наблюдения за уровнем воды; переливной d_3 для слива избытка воды при переполнении расширительного сосуда; циркуляционной d_4, соединяющей расширительный сосуд с обратным магистральным трубопроводом для предотвращения замерзания воды в расширительном сосуде и в соединительной трубе. В последнее время вместо контрольной трубы часто устраивается электрическая или световая сигнализация.

На соединительной и переливной трубах нельзя устанавливать какую-либо запорную арматуру. На контрольной трубе кран устанавливается перед раковиной, что необходимо для периодической проверки уровня воды в расширительном сосуде.

Полезная вместимость $V_{р.с}$ расширительного сосуда определяется по формуле

$$V_{р.с} = \alpha \Delta t V_с, \qquad (II.55)$$

где α — коэффициент объемного расширения воды, равный 0,0006;
Δt — изменение температуры воды в системе отопления;
$V_с$ — объем воды, заполняющей систему, л.

При параметрах теплоносителя 95—70° С и температуре водопроводной воды при пуске системы в эксплуатацию 8° С $\Delta t = \left(\frac{95+70}{2}\right) - 8 = 74{,}5$

$$V_{р.с} = 0{,}0006 \cdot 74{,}5 = 0{,}045 V_с ; \qquad (II.56)$$

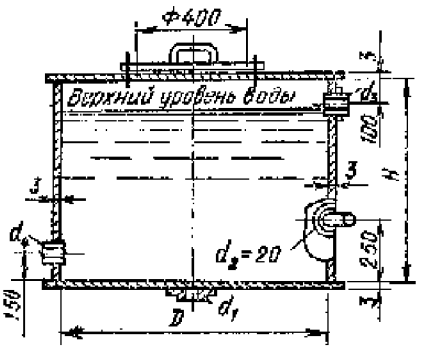


Рис. II.58. Расширительный сосуд

Полезную вместимость расширительного сосуда $V_{р.с}$ следует считать от контрольной до переливной трубы. Объем воды в системе $V_с$ определяется по ее расчетной тепловой мощности, равной расчетной теплопотере здания. На основании опытных данных в среднем на каждые 1000 Вт тепловой мощности системы при $\Delta t = 25°$ на отдельные элементы ее приходится следующий объем воды: на чугунные радиаторы 10—12 л; на бетонные панели 2 л; на ребристые трубы 6 л; на штампованные панели 6 л; на конвекторы 0,8 л; на трубопровод при естественной циркуляции 16 л; на трубопровод системы при искусственной циркуляции 8 л; на котлы чугунные секционные 3 л.

Размеры расширительного сосуда (РС) и диаметры труб, присоединяемых к нему, принимаются по табл. II.11.

Таблица II.11. Размеры расширительных сосудов и диаметры труб (по данным Сантехпроекта)

Марка РС	Полезная вместимость, л	Размер, мм		Диаметры присоединяемых труб, мм			Масса, кг
		D	H	d_1	d_2	d_3	
4Е010	212	815	710	20	40	25	73,5
5Е010	283	940	710	20	40	25	83,5
6Е010	397	850	1000	25	50	32	97
7Е010	476	930	1000	25	50	32	107,2
8Е010	642	1080	1000	25	50	32	130
9Е010	799	1205	1000	25	50	32	149,2

Примечание. Диаметры труб, присоединяемых к расширительному сосуду, указаны при искусственной циркуляции.

Расширительный сосуд устанавливают в наивысшей точке системы отопления, обычно на чердаке здания. Поверхности его покрывают тепловой изоляцией. При отсутствии чердака расширительный сосуд устанавливают в специальном коксе на бесчердачном покрытии (совмещенной крыше), в лестничной клетке, в верхнем техническом этаже или других доступных местах верхней части здания. Расширительный сосуд рекомендуется устанавливать вблизи главного стояка, чтобы соединительная труба была возможно короче. При естественной цирку-

ляции воды и верхней разводке расширительный сосуд присоединяют к высшей точке магистрального трубопровода горячей воды. Для обеспечения циркуляции воды в расширительном сосуде циркуляционная труба должна присоединяться к обратному магистральному трубопроводу на расстоянии 1,5 - 2 м от места присоединения соединительной трубы.

Удаление воздуха из нагревательных приборов и из всех участков трубопровода является необходимым условием нормальной работы системы отопления. В системах водяного отопления с естественной циркуляцией воды и верхней разводкой магистральных трубопроводов для удаления воздуха используется, как правило, расширительный сосуд без каких-либо дополнительных устройств.

В системах водяного отопления с нижней разводкой при естественной циркуляции для удаления воздуха устраивают специальную воздухоотводящую сеть, присоединяя ее к расширительному сосуду (см. рис. II.52) или в некоторых случаях к воздухосборникам. Из системы отопления с нижней разводкой воздух можно удалять также с помощью воздуховыпускных кранов или специальных шурупов, ввертываемых в верхние пробки приборов верхнего этажа (рис. II.52). Однако для помещений, в которые доступ обслуживающего персонала ограничен (жилых домов, медико-санитарных учреждений, школ и т. п.), такой способ рекомендовать не следует.

Для более надежного удаления воздуха и удобного спуска воды из системы водяного отопления с естественной циркуляцией магистральные трубопроводы, а также ответвления от стояков к приборам и от приборов к стоякам прокладывают к уклонам (не менее 0,005) по направлению движения теплоносителя.

§ 78. Расчет трубопроводов двухтрубной системы водяного отопления

Как известно из гидравлики, при движении реальной жидкости по трубам всегда имеют место потери давления на преодоление сопротивления двух видов — трения и местных сопротивлений. К местным сопротивлениям относятся тройники, крестовины, отводы, вентили, краны, нагревательные приборы, котлы, теплообменники и т. д.

Потери давления $R_т$, Па, на преодоление трения на участке трубопровода с постоянным расходом движущейся среды (воды, пара) и неизменным диаметром определяют по формуле

$$R_т = \frac{\lambda}{d}\frac{w^2}{2}\rho l = Rl, \qquad (II.57)$$

где d — диаметр трубопровода, м;
λ — коэффициент гидравлического трения, величина безразмерная;
w — скорость движения воды в трубопроводе, м/с;
ρ — плотность движущейся среды, кг/м^3;
R — удельная потеря давления;
l — длина участка трубопровода.

Потерю давления на преодоление местных сопротивлений, Па, определяют по формуле

$$Z = \Sigma\zeta\frac{w^2}{2}\rho, \qquad (II.58)$$

где $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений в данном участке трубопровода, величина безразмерная;
$\frac{w^2}{2}\rho$ — динамическое давление воды в данном участке трубопровода, Па.

Коэффициенты местного сопротивления приведены в прил. 9.

Общее сопротивление, возникающее при движении воды в трубопроводе циркуляционного кольца, включая отопительный прибор, котел и

арматуру, может быть представлено как сумма потерь давления на трение ΣRl и сумма потерь в местных сопротивлениях ΣZ уравнением

$$\Sigma (Rl + Z) \leqslant \Sigma \Delta p_{\text{р}}, \qquad (\text{II}.59)$$

где $\Sigma \Delta p_{\text{р}}$ — располагаемое давление.

При расчете главного циркуляционного кольца разрешается оставлять запас давления на неучтенные сопротивления, но не более 10% расчетных потерь давления.

На основании формул (II.57) и (II.58) составлены расчетные таблицы и номограммы. Таблица для расчета трубопроводов системы водяного отопления при $\Delta t = 1°$, $t_{\text{г}} = 95°$ С и $k = 0{,}2$ в сокращенном виде приведена в прил. 10.

Номограмма, связывающая значения R, d, w и G, представлена на рис. II.59. В левой части номограммы имеется логарифмическая сетка для определения величины местных сопротивлений, Па. Пользование номограммой не представляет затруднений. Например, если известно, что по трубе диаметром 50 мм протекает воды 0,41 кг/с (1500 кг/ч), то по точке пересечения линий $G = 0{,}41$ кг/с и $d = 50$ мм находим на наклонной линии сопротивление R трения на 1 м, равное 10 Па, а на линии скорости движения воды находим $w = 0{,}19$ м/с.

Если от точки $Б$ идти влево по линии $w = \text{const}$ до пересечения с вертикальной прямой, соответствующей, например, $\xi = 5$ (точке $г$), то на наклонных прямых получаем величину местных сопротивлений $Z = 90$ Па.

Для гидравлического расчета трубопровода выполняют схему системы отопления в аксонометрической проекции, на которой приводят все исходные данные. К составлению такой схемы приступают после того, как будет закончена следующая расчетно-графическая работа: 1) подсчитаны теплопотери помещениями здания; 2) выбран тип отопительных приборов и определено их число для каждого помещения; 3) размещены на поэтажных планах здания отопительные приборы, горячие и обратные стояки, а на планах чердака и подвала — подающие и обратные магистрали; 4) выбрано место для теплового пункта или котельной; 5) определены размеры расширительного сосуда, если он требуется, и способ воздухоудаления; 6) показано на плане чердака или верхнего этажа (при совмещенной крыше) размещение расширительного сосуда и приборов воздухоудаления.

На планах этажей, чердака и подвала горячие и обратные стояки системы отопления должны быть пронумерованы, а на аксонометрической схеме кроме стояков нумеруются и все расчетные участки циркуляционных колец — участки труб, в которых протекает неизменное количество воды.

Для расчета трубопровода дополнительно на схеме указывают тепловую нагрузку и длину каждого расчетного участка трубопровода циркуляционного кольца, а также всю запорно-регулировочную арматуру (краны, задвижки и т. д.). Сумма длин всех расчетных участков составляет величину Σl расчетного циркуляционного кольца.

При расчете трубопровода двухтрубной системы водяного отопления с естественной циркуляцией принято считать, что потеря давления в местных сопротивлениях ориентировочно составляет 50% располагаемого циркуляционного давления. Следовательно, возможная средняя удельная потеря давления на трение $R_{\text{ор}}$, Па, на 1 м длины может быть определена из выражения

$$R_{\text{ср}} = \frac{0{,}5 \Sigma \Delta p_{\text{р}}}{\Sigma l}, \qquad (\text{II}.60)$$

где Σl — длина расчетного циркуляционного кольца, м;
0,5 — коэффициент, показывающий, что 50% давления предполагается израсходовать на потери на трение, а остальные 50% — на местные сопротивления.

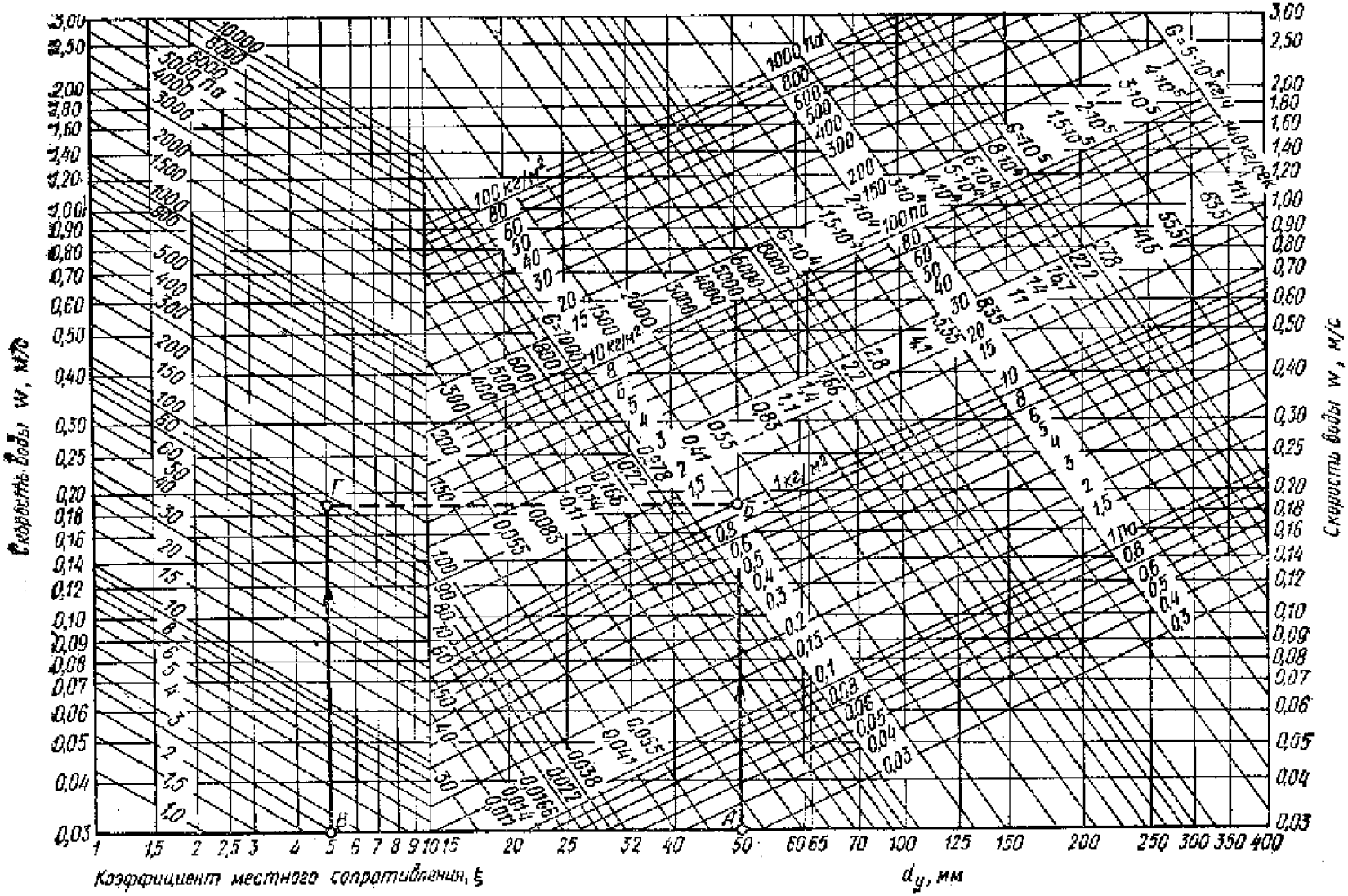


Рис. 11.59. Номограмма для расчета трубопроводов системы водяного отопления

Расчет сети начинают с главного циркуляционного кольца, для которого $R_{ср}$ имеет наименьшую величину.

Кроме величины $R_{ср}$ для подбора диаметра трубопроводов по таблице или номограмме необходимо знать количество воды G, кг/ч, протекающей по каждому расчетному участку циркуляционного кольца.

Величина G определяется по формуле

$$G = \frac{3{,}6Q}{c(t_г - t_о)}, \qquad (II.61)$$

где Q — тепловая нагрузка расчетного участка по теплоотдаче приборов, Вт;
$t_г - t_о$ — перепад температур воды в системе, град;
c — теплоемкость воды, кДж/(кг·К);
3,6 — коэффициент перевода единиц Вт в кДж/ч.

Ориентируясь на полученное значение $R_{ср}$ и определив количество воды G, кг/ч, можно с помощью номограммы (см. рис. II.59) или расчетной таблицы (см. прил. 10) подобрать оптимальные диаметры труб расчетного кольца. Все данные, получаемые при расчете трубопровода, заносят в специальную таблицу (табл. II.12).

Таблица II.12. **Результаты расчета трубопроводов системы водяного отопления**

По схеме трубопроводов				По предварительному расчету						По окончательному расчету					
№ участка	тепловая нагрузка Q, Вт	расход теплоносителя G, кг/ч	длина участка l, м	диаметр d, мм	скорость движения теплоносителя w, м/с	удельная потеря давления R, Па	потеря давления на трение Rl, Па	сумма коэффициентов местных сопротивлений $\Sigma\zeta$	Потеря давления в местных сопротивлениях Z, Па	d	w	R	Rl	$\Sigma\zeta$	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	5а	6а	7а	8а	9а	10а

При расчете отдельных участков трубопровода необходимо иметь в виду следующее: местное сопротивление тройников и крестовин относят лишь к расчетным участкам с наименьшим расходом воды; местные сопротивления нагревательных приборов, котлов и бойлеров учитывают поровну в каждом примыкающем к ним трубопроводе.

Если по произведенному расчету с учетом запаса до 10% расходуемое давление в системе будет больше или меньше располагаемого давления, то на отдельных участках кольца следует изменить диаметры труб.

Неувязка в расходуемом давлении между отдельными циркуляционными кольцами допускается в однотрубных системах и двухтрубных системах с попутным движением воды до 15%, а в двухтрубных с тупиковой разводкой — до 25%. Пример расчета трубопровода приведен в § 86.

§ 79. Основные схемы систем водяного отопления с искусственной циркуляцией воды

В системах водяного отопления с естественной циркуляцией естественное давление имеет очень небольшую величину. Поэтому при большой протяженности циркуляционных колец, а следовательно, и при значительных сопротивлениях движению воды в них диаметры трубопроводов получаются по расчету чрезмерно большими и система отопления оказывается экономически невыгодной как по первоначальным затратам, так и в процессе эксплуатации.

Технико-экономический анализ систем водяного отопления показывает, что системы с естественной циркуляцией становятся экономически

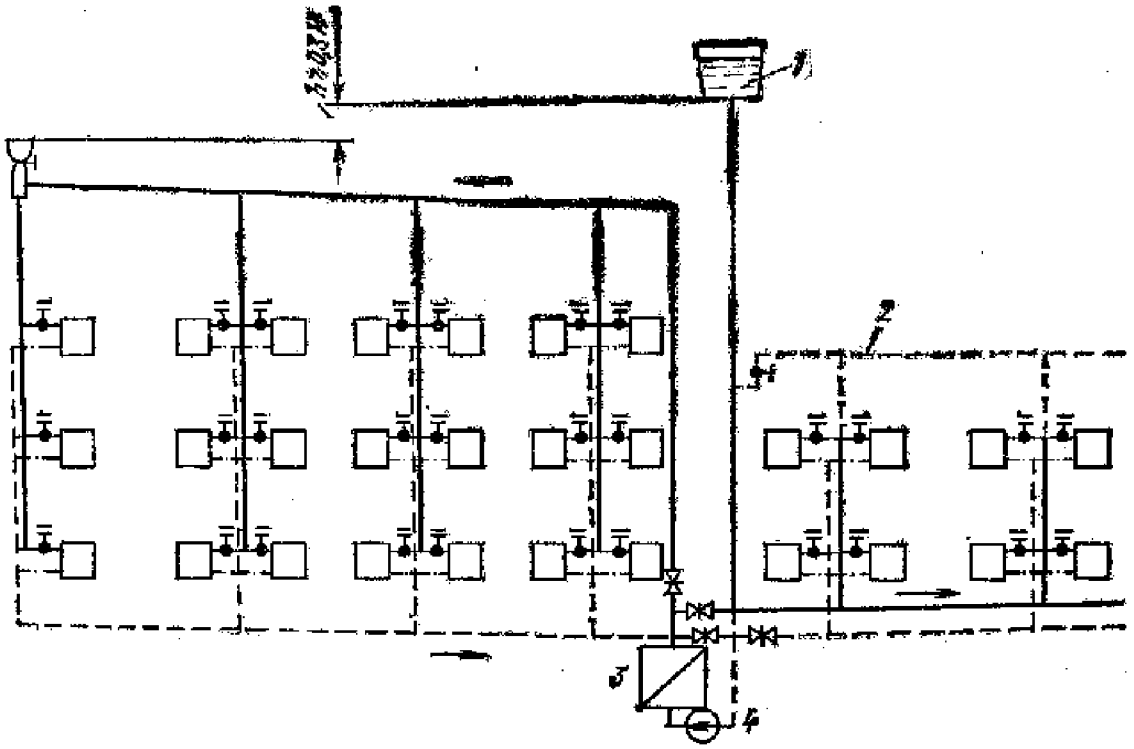


Рис. 11.60. Системы водяного отопления с искусственной циркуляцией

1 — расширительный сосуд; *2* — воздушная сеть; *3* — котел; *4* — насос циркуляционный

неоправданными, если возможная потеря давления на трение на 1 м длины главного циркуляционного кольца меньше 5 Па.

Системы водяного отопления с искусственной циркуляцией принципиально отличаются от систем водяного отопления с естественной циркуляцией тем, что в них в дополнение к естественному давлению, возникающему в результате охлаждения воды в приборах и трубах, значительно большее давление создается насосом.

В настоящее время устраивают, как правило, системы водяного отопления с искусственной циркуляцией. Применение систем с естественной циркуляцией допускается лишь для небольших зданий с местным источником теплоснабжения. Согласно СНиП II-33-75, радиус действия систем с естественной циркуляцией не должен быть более 30 м по горизонтали, а превышение центра приборов нижнего этажа над центром котла должно быть не менее 3 м.

Системы отопления с искусственной циркуляцией могут быть, так же как и системы с естественной циркуляцией, двухтрубные и однотрубные, с верхней и нижней разводкой горячих магистральных трубопроводов, вертикальные и горизонтальные.

На рис. 11.60 показаны схемы вертикальных двухтрубных систем отопления с искусственной циркуляцией. Слева показана система с верхней разводкой, а справа — система с нижней разводкой. Обе системы отопления, как и рассмотренные в § 74 и § 75, относятся к так называемым тупиковым системам, в которых нередко получается очень большая разница в расходе давления в отдельных циркуляционных кольцах, так как длины их разные: чем дальше расположен прибор от котла, тем бо́льшую протяженность имеет кольцо этого прибора. Поэтому в системах с искусственной циркуляцией, особенно при большой протяженности трубопроводов, целесообразно применять попутное движение горячей и охлажденной воды по схеме, предложенной проф. В. М. Чаплиным. По этой схеме (рис. 11.61) длина всех циркуляционных колец почти одинакова, вследствие чего легко получить равную потерю давления в них и равномерный прогрев всех приборов. Не-

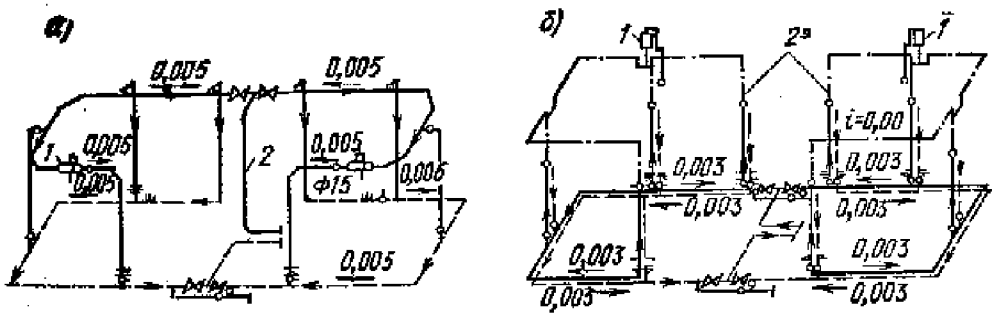


Рис. 11.61. Системы водяного отопления с попутным движением горячей и охлажденной воды (отопительные приборы условно не показаны)

а — однотрубная с верхней разводкой; *б* — двухтрубная с нижней разводкой; *1* — воздухосборник; *2* — главный стояк

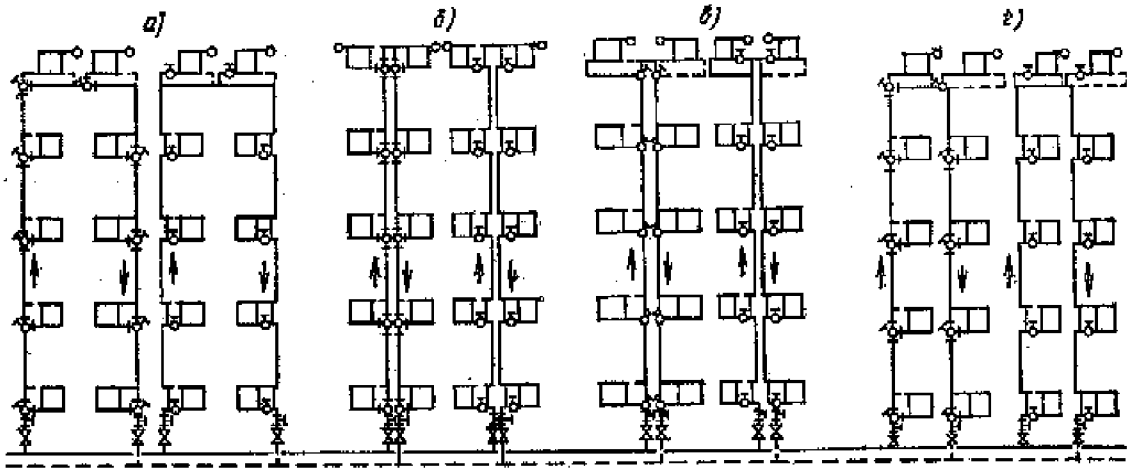


Рис. 11.62. Схемы однотрубных систем водяного отопления с нижней разводкой

достатком этой системы по сравнению с тупиковой является несколько большая общая длина трубопровода.

В последние годы начали широко применять однотрубные системы отопления с нижней прокладкой магистралей горячей и охлажденной воды (рис. II.62).

Стояки систем по схемам *б* разделяются на подъемные и опускные. Стояки систем по схемам *а*, *в* и *г* состоят из подъемного и опускного участков, но в верхней части, обычно над полом верхнего этажа, они соединяются горизонтальным участком. Стояки прокладывают на расстоянии 150 мм от края оконного проема. Длина подводок к нагревательным приборам принимается стандартной — 350 мм; нагревательные приборы смещены от оси окна в сторону стояка. Для регулирования теплопередачи нагревательных приборов устанавливают трехходовые краны, а при смещенных замыкающих участках — краны двойной регулировки.

Однотрубная система отопления с нижней разводкой удобна для зданий с бесчердачными покрытиями (совмещенными крышами).

§ 80. Технико-экономические показатели систем водяного отопления

Основными технико-экономическими показателями любой отопительной системы являются первоначальная стоимость и эксплуатационные расходы.

Первоначальная стоимость системы водяного отопления с искусственной циркуляцией значительно ниже стоимости системы водяного отопления с естественной циркуляцией. Действительно, при искусствен-

ной циркуляции расчетное давление в 10—15 раз больше, чем в системах с естественной циркуляцией, а так как потери давления в трубопроводах пропорциональны квадрату скорости движения воды, то сечения магистральных трубопроводов при искусственной циркуляции получаются в 3—4 раза меньше, чем при естественной циркуляции. Следовательно, можно существенно сэкономить на массе труб, а также на заготовке и монтаже трубопроводов.

Для систем с искусственной циркуляцией воды котельные не заглубляют. Они могут обслуживать из одного центра несколько зданий и позволяют осуществлять центральное регулирование теплоотдачи отопительных приборов в весьма широких пределах. Эксплуатация системы с искусственной циркуляцией обходится не дороже водяного отопления с естественной циркуляцией.

В современном строительстве в зданиях устраивают главным образом вертикальные системы водяного отопления с искусственной циркуляцией. В табл. II.13 приведены показатели по расходу радиаторов, труб и затраты труда на строительство различных систем отопления.

Таблица II.13. **Технико-экономические показатели вертикальных систем водяного отопления с искусственной циркуляцией, %**

Показатели	Двухтрубная с нижней разводкой для стояков		Однотрубная с односторонним присоединением приборов к стоякам				
			с верхней разводкой			с нижней разводкой	
	двустороннее	одностороннее	с осевым замыкающим участком	со смещенным замыкающим участком	с трехходовыми кранами	со смещенным замыкающим участком	с трехходовыми кранами
Радиаторы, поверхность, экм	100	97	108	100	96	100	85
Трубы стальные:							
длина, м	100	124	95	94	92	84	84
масса, кг	100	118	100	99	97	93	83
Расход на 1000 Вт:							
радиаторов, экм	100	97	103	100	95	101	95
труб, м	100	126	94	95	94	86	85
труб, кг	100	118	100	100	98	96	96
Тепловая напряженность:							
радиаторов, Вт/экм·ч	100	101	92	100	103	95	103
труб, Вт/кг·ч	100	85	100	100	100	104	104
Затраты труда на 1000 Вт, чел.-день	100	100	100	100	97	97	97

Из табл. II.13 видно, что однотрубная система отопления с нижней разводкой, с односторонним присоединением приборов и с трехходовыми кранами (рис. II.62) наиболее индустриальна и экономична. Расходы радиаторов и труб в ней наименьшие.

В тех случаях, когда по архитектурным или конструктивным особенностям здания не удается или нецелесообразно устраивать системы с нижней разводкой, могут быть применены однотрубные системы с односторонним присоединением приборов и с трехходовыми кранами с верхней разводкой теплоносителя.

§ 81. Место присоединения расширительного сосуда и способы удаления воздуха при искусственной циркуляции воды в системах отопления

В системах водяного отопления с искусственной циркуляцией принимают особые меры для удаления из них воздуха и обеспечения во всех точках трубопровода избыточного давления. Последнее необходимо,

чтобы предотвратить вскипание воды в трубопроводе системы и изменение количества воды, протекающей в различных циркуляционных кольцах системы.

Расширительный сосуд в системе отопления с искусственной циркуляцией участвует в распределении давления в циркуляционных кольцах системы, создаваемого насосом, так как давление в различных точках системы зависит от места присоединения соединительной трубы. Например, если соединительную трубу расширительного сосуда присоединить к обратной магистрали у насоса, как показано на рис. II.60, то при работе насоса давление в любой точке системы будет больше, чем гидростатическое давление в тех же точках при выключенном насосе. В этом случае вскипания воды в системе не будет. Если же произвольно изменить место присоединения расширительного сосуда, то изменится и распределение давления в системе. При этом на отдельных участках трубопровода при падении давления ниже атмосферного может произойти вскипание воды, сопровождающееся парообразованием. Парообразование вызовет разрыв струи, прекращение нормальной циркуляции и возникновение гидравлических ударов. Для нормальной работы системы отопления с искусственной циркуляцией расширительный сосуд обычно присоединяют к сети у всасывающего патрубка насоса.

Способы удаления воздуха из систем водяного отопления с искусственной и естественной циркуляцией неодинаковы. В системе водяного отопления с искусственной циркуляцией скорость движения воды обычно больше скорости всплывания воздушных пузырьков, равной 0,2 м/с, и пузырьки воздуха не могут двигаться в направлении, противоположном потоку воды. Поэтому в таких системах разводящие магистральные трубопроводы прокладывают с подъемом к крайним стоякам и в высших точках системы устанавливают воздухосборники.

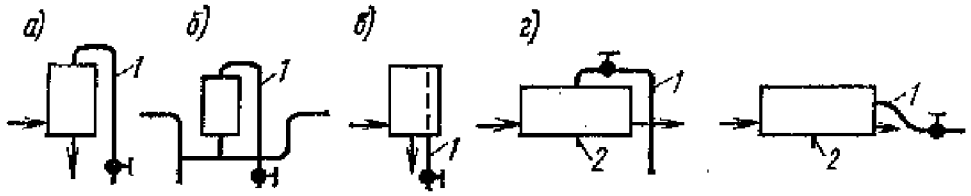


Рис. II.63. Воздухосборники

а — концевой проточный для установки на последнем стояке; *б* — непроточный для системы с нижней разводкой, устанавливаемый на воздушной линии; *в* — с внутренней отводной трубкой; *г* — горизонтальные проточные; *1* — трубка для выпуска воздуха; *2* — патрубок с пробкой для спуска грязи

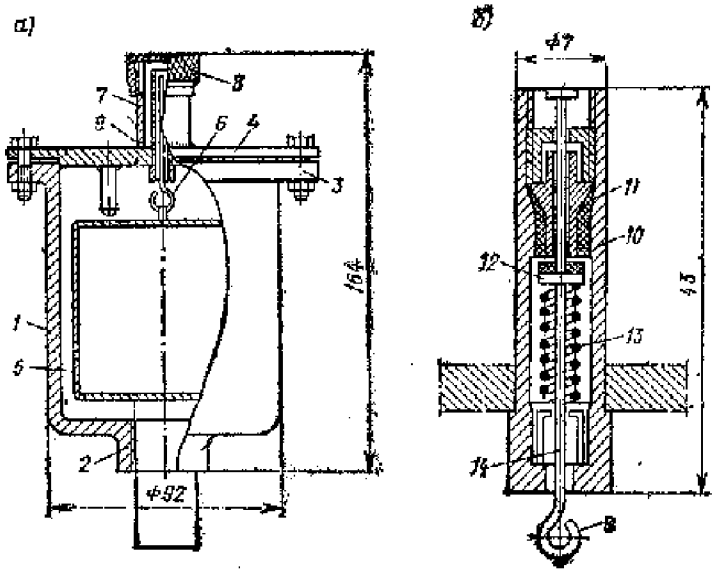


Рис. II.64. Автоматический воздухоотводчик ВНИИГС

а — прибор; *б* — вентиль-клапан; *1* — чугунный корпус; *2* — штуцер для присоединения к воздухосборнику; *3* — фланец корпуса; *4* — стальная крышка; *5* — поплавок из нержавеющей или оцинкованной стали; *6* — крючок для подвески поплавка; *7* — защитный колпачок; *8* — крышка защитного колпачка; *9* — отверстие для выхода воздуха; *10* — корпус вентиля-клапана; *11* — седло клапана; *12* — резиновый золотник; *13* — пружина; *14* — шток (игла) золотник

Некоторые конструкции воздухосборников показаны на рис. II.63. Для выпуска воздуха из воздухосборников устанавливают кран, который в процессе эксплуатации системы периодически открывают.

В практике монтажа систем отопления используют в основном типовые воздухосборники, подробные сведения о которых приведены в справочной литературе. Наибольшее распространение получили горизонтальные проточные воздухосборники, так как в них воздух отделяется гораздо лучше, чем в других конструкциях, и они хорошо могут быть защищены от замерзания.

Воздухосборники на концевых участках горячих магистралей, т. е. у дальнего стояка, снабжают автоматическими воздухоотводчиками. Они служат для непрерывного удаления воздуха из системы. На рис. II.64 представлен автоматический воздухоотводчик ВНИИГС (Всесоюзный научно-исследовательский институт гидротехнических и санитарно-технических работ). В конструкции воздухоотводчика использован автомобильный вентиль-клапан, служащий для заполнения автомобильных камер воздухом. По мере скопления воздуха в корпусе воздухоотводчика уровень воды понижается, вследствие чего поплавок опускается, сжимается пружина вентиля-клапана и воздуху открывается выход в защитный колпачок, а затем в атмосферу. После его выхода уровень воды в корпусе вновь повышается, поплавок поднимается и отверстие в вентиле-клапане закрывается.

В системах водяного отопления с нижней разводкой воздух удаляется с помощью специальной воздухоотводящей сети. Сеть присоединяют к расширительному сосуду, подобно тому как это делается в системах с естественной циркуляцией, или устанавливают на ней непроточные воздухосборники. Для удаления воздуха могут быть использованы также воздушные краны, устанавливаемые на верхних нагревательных приборах. При этом способе отопительные приборы целесообразно присоединять к горячему трубопроводу снизу, которые в этом случае становятся воздушными сборниками, но циркуляция воды в них будет происходить даже при наличии воздуха в верхней части прибора (см. рис. II.52).

§ 82. Расчет трубопроводов двухтрубной системы водяного отопления с искусственной циркуляцией воды

Расчет трубопроводов двухтрубной системы водяного отопления с искусственной циркуляцией воды отличается от расчета трубопроводов такой же системы, но с естественной циркуляцией воды определением располагаемого давления. В системе с искусственной циркуляцией оно слагается из давления, возникающего в результате охлаждения воды в приборах и трубопроводах, и давления, которое создается насосом.

Располагаемое давление в этом случае определяется по выражению

$$p_{\text{р}} = \Delta p_{\text{пр}} + \Delta p_{\text{тр}} + p_{\text{нас}}, \qquad \text{(II.62)}$$

где $\Delta p_{\text{пр}}$ — естественное давление, возникающее при охлаждении воды в приборах, Па;
$\Delta p_{\text{тр}}$ — естественное давление, возникающее в результате охлаждения воды в трубопроводах, Па;
$p_{\text{нас}}$ — давление, создаваемое насосом, Па.

В системах с искусственной циркуляцией естественное давление от охлаждения воды в приборах учитывается в размере 50—70% максимальной его величины. Естественное давление, возникающее в результате охлаждения воды в трубопроводах, если они прокладываются открыто, не учитывается. Естественное давление от охлаждения как в приборах, так и в трубопроводах может вообще не учитываться, если оно составляет не более 10% давления, создаваемого механическим побуждением.

В системах водяного отопления с искусственной циркуляцией величину расчетного давления следует принимать: а) для систем отопления, присоединяемых к тепловым сетям, — в зависимости от разности давлений в сети у здания на вводе; б) для систем отопления при параметрах теплоносителя 95—70° С, работающих от котельной, с перспективой присоединения их к тепловым сетям посредством элеваторов — не более 12 кПа (см. прил. 5), без учета потерь давления в котельной и в теплопроводах на участке от котельной до теплового пункта; в) для систем отопления, которые не будут присоединены к тепловым сетям, — исходя из максимально допустимых скоростей движения воды в трубопроводах (табл. II.14), возможности увязки потери давления по отдельным кольцам и ветвям системы и данных технико-экономического расчета.

Таблица II.14. Максимально допустимые скорости движения воды в трубопроводах системы водяного отопления

Диаметр трубопровода $d_у$, мм	До 15	15	20	25	32	40	50	Более 50
Максимально допустимые скорости, м/с	0,25	0,3	0,65	0,8	1	1,5	1,5	1,5

Наиболее неблагоприятным циркуляционным кольцом в системах отопления с искусственной циркуляцией следует считать: при тупиковой разводке магистралей — кольцо через наиболее удаленный стояк; при попутном движении воды — кольцо через нагруженный стояк.

§ 83. Особенности расчета однотрубных систем водяного отопления

Расчет трубопроводов однотрубных систем водяного отопления производят в основном по методике, применяемой при расчете трубопроводов двухтрубных систем отопления. Отличительным показателем в однотрубных системах с замыкающими участками является коэффициент затекания α, представляющий собой отношение массы воды, затекающей в прибор, к общей массе воды, проходящей по стояку:

$$\alpha = G_{пр}/G_{ст}, \qquad (II.63)$$

где $G_{пр}$ — масса воды, поступающей в прибор, кг/ч;
$G_{ст}$ — масса воды, проходящей по стояку, кг/с.

При расчете однотрубных систем отопления коэффициент затекания находят по графикам, составленным на основании проведенных исследований.

Температура горячей воды, поступающей в приборы всех этажей, в двухтрубных системах отопления почти одинакова, а в однотрубных системах она изменяется по этажам в пределах расчетного перепада теплоносителя.

Для определения величины естественного циркуляционного давления в однотрубных системах и площади поверхности отопительных приборов необходимо знать температуру смеси воды, поступающей в приборы, $t_{см}$, °С, и перепад температуры в них $\Delta t_{пр}$.

Температура смеси воды определяется по формуле

$$t_{см} = t_г - \frac{Q_l}{Q_{ст}} \Delta t_{ст}, \qquad (II.64)$$

где $Q_{ст}$ — тепловая нагрузка стояка, Вт;
Q_l — тепловая нагрузка всех отопительных приборов стояка, расположенных в системах с подачей воды по схеме «сверху — вниз» выше рассчитываемых приборов, а в системах с подачей воды по схеме «снизу — вверх» — ниже рассчитываемых приборов, Вт;
$\Delta t_{ст}$ — температурный перепад теплоносителя в стояке, град.

Температурный перепад воды в нагревательных приборах $\Delta t_{пр}$ в системах с замыкающими участками определяется по формуле

$$\Delta t_{пр} = \frac{0{,}86 Q_{пр}}{\alpha G_{ст}}, \qquad (II.65)$$

где α — коэффициент затекания воды в отопительные приборы.

В проточных системах отопления с односторонним присоединением через каждый прибор протекает вся масса воды, проходящей по стояку: $G_{пр} = G_{ст}$.

Если в этой системе приборы присоединены с двух сторон и они одинаковы, а также равновелики и одинаковы подводки к ним и местные сопротивления, то можно допустить, что в каждый прибор поступает половина массы воды, протекающей по стояку.

Величина естественного давления, создаваемого охлаждением воды в нагревательных приборах однотрубных систем $\Delta p_{пр}$, Па, определяется по следующим формулам.

При верхней разводке горячей магистрали с осевыми и смещенными замыкающими участками

$$\Delta p_{пр} = h_1' g (\rho_{см.1} - \rho_г) + h_2'' g (\rho_{см.2} - \rho_г) + \ldots + h_{пр} g (\rho_о - \rho_г), \qquad (II.66)$$

где h_1', h_2' — вертикальные расстояния от низа приборов одного этажа до низа приборов следующего этажа, м;

$h_{пр}$ — вертикальное расстояние от середины центра генератора тепла до низа приборов первого этажа, м;

$\rho_г$, $\rho_{см}$, $\rho_о$ — плотность (объемная масса) воды, поступающей в систему, смеси воды на соответствующем участке и охлажденной воды в системе, кг/м³.

Эта формула аналогична выражению (II.52) для проточного стояка, но высоты в нем отсчитываются от середины приборов одного этажа до середины приборов следующего этажа.

При нижней разводке горячей магистрали

$$\Delta p_{пр} = h_1'' g (\rho_{см_1(о)} - \rho_{см_1(п)}) + h_2' g (\rho_{см_2(о)} - \rho_{см_2(п)}) + \ldots + h_{пр} (\rho_о - \rho_г) g, \qquad (II.67)$$

где h_1'', h_2'' — вертикальное расстояние от центра приборов одного этажа до центра приборов следующего этажа, м;

$h_{пр}$ — вертикальное расстояние от середины генератора тепла до центра приборов первого этажа, м;

$\rho_{см_1(п)}$, $\rho_{см_2(п)} \ldots \rho_{см_i(п)}$ — плотность (объемная масса) смеси воды на участке подъемного стояка (1, 2, ..., i — номер этажа), кг/м³;

$\rho_{см_1(о)}$, $\rho_{см_2(о)} \ldots \rho_{см_i(о)}$ — плотность (объемная масса) смеси воды на участке опускного стояка (1, 2, ..., i — номер этажа), кг/м³.

При гидравлическом расчете однотрубной системы отопления потеря давления в межрадиаторных узлах оценивается произведением суммарного коэффициента местного сопротивления узла на динамическое давление стояка. Данные о суммарных коэффициентах местного сопротивления узлов различных систем приведены в справочной литературе.

Для унификации монтажной заготовки элементов и межрадиаторных узлов системы отопления стояки и подводки обычно выполняют стандартными для каждого типа здания.

§ 84. Подбор и установка циркуляционных насосов

В системе водяного отопления с искусственной циркуляцией кроме насоса для заполнения ее водой и подпитки в процессе эксплуатации устанавливают так называемые циркуляционные насосы для перемещения воды по трубопроводам.

Наибольшее применение в системах отопления зданий получили насосы центробежного типа (рис. II.65), хотя для отопления небольшого здания от котельной, расположенной в его габаритах, более пригодны

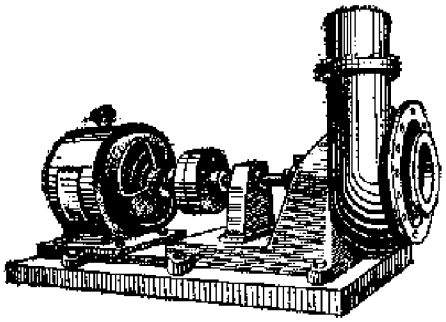


Рис. II.65. Центробежный насос ЦНШ

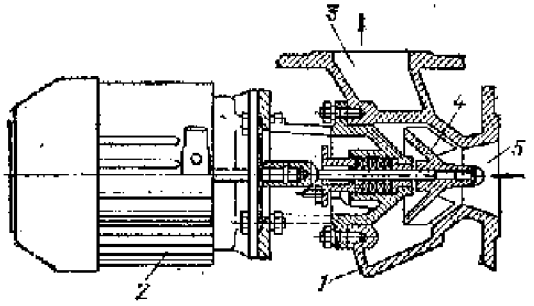


Рис. II.66. Диагональный насос ЦНИПС

1 — разъемный чугунный корпус; *2* — фланцевый электродвигатель; *3* — нагнетательный патрубок; *4* — рабочее колесо; *5* — всасывающий патрубок

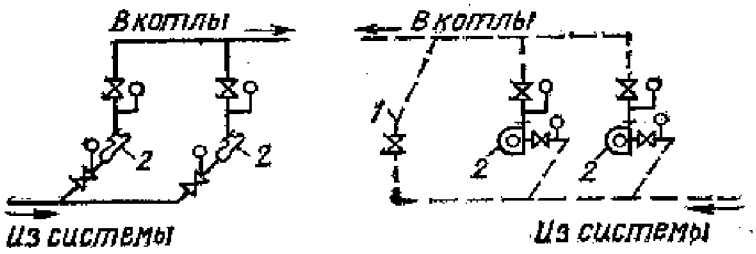


Рис. II.67. Схема установки циркуляционных насосов

1 — обводная линия; *2* — насосы

диагональные насосы (рис. II.66), которые вполне обеспечивают требуемое давление 1—2 м вод. ст. и соответствуют по производительности. В системе водяного отопления, как правило, устанавливают два циркуляционных насоса, включаемых поочередно. Таким образом, один насос всегда является резервным.

Насосы центробежного типа присоединяют к магистральному трубопроводу охлажденной воды. Оба насоса снабжают обводной линией с задвижкой для регулирования их работы и в случае выключения электроэнергии — для поддержания в системе естественной циркуляции воды. Диагональные насосы можно устанавливать без обводной линии, так как сопротивление проходу воды через них незначительно. Принципиальная схема установки насосов показана на рис. II.67.

Для подбора циркуляционного насоса необходимо знать требуемую его подачу и расчетное давление. Требуемая подача насоса $V_{нас}$, м^3/ч, определяется тепловой нагрузкой обслуживаемой системы отопления ΣQ, Вт, и перепадом температуры воды $t_г$—t_0:

$$V_{нас} = \frac{3{,}6\alpha\Sigma Q}{c(t_г - t_0)\rho_{т0}}, \qquad (II.68)$$

где α — коэффициент запаса, учитывающий бесполезные потери тепла ($\alpha = 1{,}1-1{,}2$);
c — теплоемкость воды, кДж/(кг·К);
$\rho_{т0}$ — плотность воды, кг/м^3;
3,6 — коэффициент перевода единиц Вт в кДж/ч.

Давление, создаваемое циркуляционным насосом, должно быть достаточным для преодоления всех сопротивлений движению воды в системе и принимается по потерям давления в самом невыгодном циркуляционном кольце за вычетом минимального естественного давления:

$$p_{нас} = \Sigma(Rl + Z) - \Delta p_{е_{мин}}. \qquad (II.69)$$

Требуемое давление насоса для систем отопления отдельных зданий обычно не превышает 12 кПа.

Насосы подбирают по их рабочим характеристикам, которые приведены в справочниках по санитарной технике и в каталогах заводов-изготовителей. При подборе необходимо иметь в виду следующие закономерности.

1. Подача насоса изменяется пропорционально его числу оборотов:

$$V_1/V_2 = n_1/n_2; \qquad (II.70)$$

2. Давление, развиваемое насосом, изменяется пропорционально отношению квадратов чисел его оборотов:

$$p_1/p_2 = n_1^2/n_2^2; \qquad (II.71)$$

3. Расходуемая мощность насоса изменяется пропорционально отношению чисел его оборотов в третьей степени

$$N_1/N_2 = n_1^3/n_2^3, \qquad (II.72)$$

где n — число оборотов насоса, об/мин;
V — подача насоса, м³/ч;
p — давление, развиваемое насосом, Па;
N — эффективная мощность, кВт.

Потребная мощность электродвигателя N, кВт, для циркуляционного насоса определяется по формуле

$$N = \frac{V_{\text{нас}}\, p_{\text{нас}}}{3600\eta_{\text{нас}}}, \qquad (II.73)$$

где $V_{\text{нас}}$ — подача насоса, м³/ч;
$p_{\text{нас}}$ — давление, которое должен развивать насос, кПа;
$\eta_{\text{нас}}$ — коэффициент полезного действия насоса.

Установочная мощность электродвигателя принимается

$$N_{\text{уст}} = \alpha N, \qquad (II.74)$$

где α — коэффициент запаса, принимаемый в зависимости от мощности электродвигателя согласно табл. II.15.

Таблица II.15. **Значения коэффициента α**

N, кВт	До 0,5	0,5—1	1—2	2—5	От 5 и выше
α	1,5	1,3	1,2	1,15	1,1

Имеется в виду установка насоса на одном валу с электродвигателем.

При установке циркуляционных насосов особое внимание должно уделяться борьбе с шумом, возникающим при их работе. С этой целью устраивают фундаменты специальной конструкции, не связанные со строительными элементами здания; применяют звукопоглощающие прокладки, вставки на трубопроводах из прорезиненного шланга и другие средства по снижению шума и предотвращению его распространения по зданию.

§ 85. Системы водяного отопления, присоединяемые к тепловой сети через элеватор

Присоединение системы отопления к тепловой сети через элеватор имеет пока еще большое применение. Так присоединяют все ранее рассмотренные системы: однотрубные и двухтрубные, с верхней и нижней разводкой, тупиковые и с попутным движением воды.

Промышленность выпускает водоструйные элеваторы чугунные и стальные. Наиболее широкое распространение получили стальные элеваторы типа ВТИ Мосэнерго (рис. II.68). Основными частями каждого типа элеватора являются конусообразное сопло, камера всасывания, горловина и диффузор. Высокотемпературная вода, поступающая из тепловой сети в сопло элеватора, на выходе имеет большую скорость движения, за счет которой в камере всасывания давление становится значительно ниже, чем в обратной магистрали системы отопления. В результате этого охлажденная вода из системы по патрубку поступает в элеватор и смешивается с водой тепловой сети. В диффузоре ско-

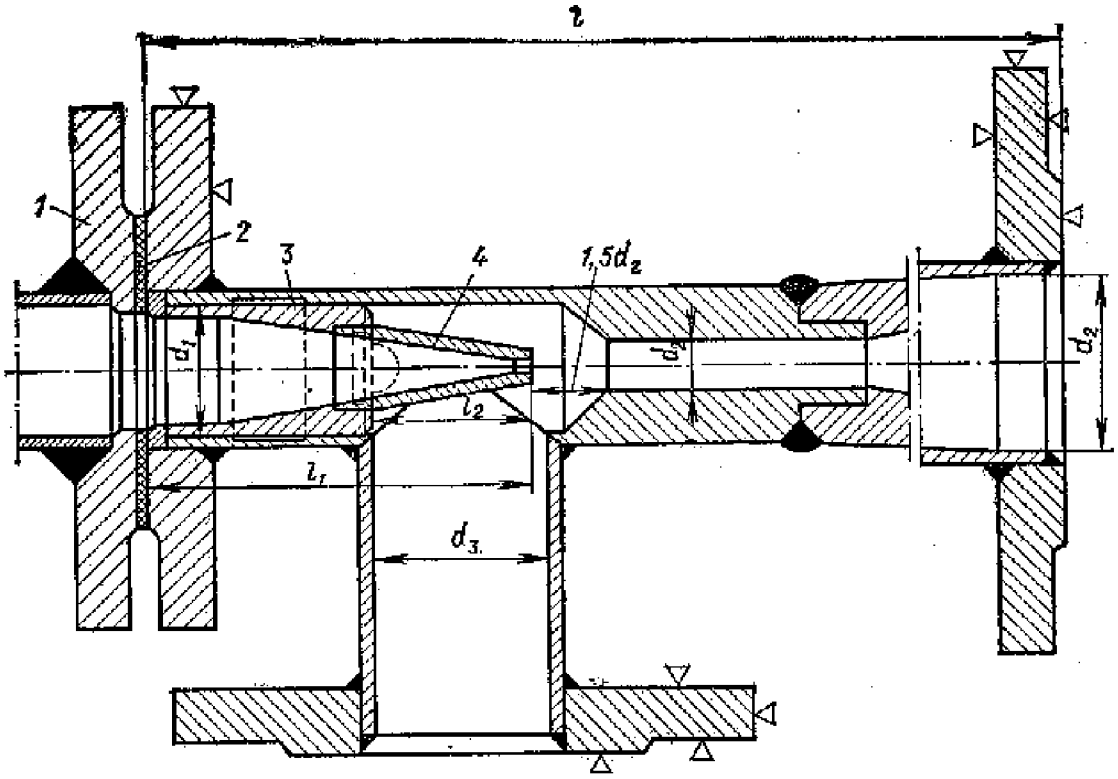


Рис. II.68. Элеватор

1 — фасонный фланец; *2* — прокладка; *3* — сопло; *4* — сменная часть сопла

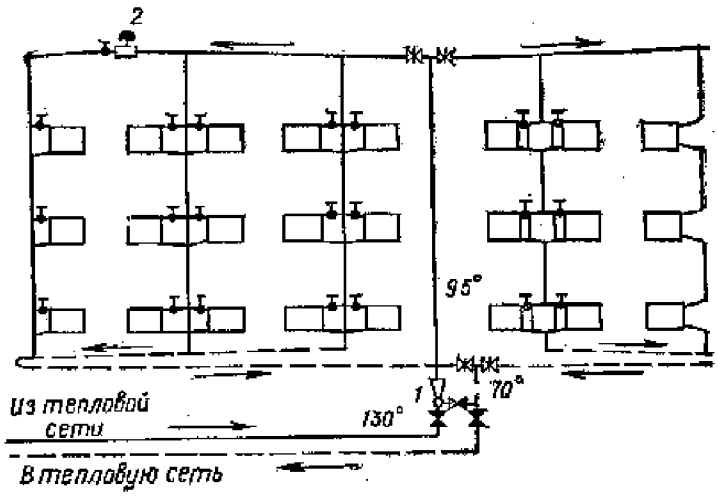


Рис. II.69. Однотрубная система водяного отопления, присоединенная к тепловой сети через элеватор

1 — элеватор; *2* — воздухосборник

рость движения смешанной воды снижается, а давление повышается до величины, обеспечивающей циркуляцию воды в системе отопления.

Система водяного отопления, непосредственно присоединенная к тепловой сети через водоструйный элеватор, показана на рис. II.69. Принципиальная схема теплового пункта с элеватором приведена на рис. II.70.

Основной расчетной характеристикой для элеватера служит так называемый коэффициент смешения q', представляющий собой отношение массы подмешиваемой охлажденной воды $C_п$ к массе воды $C_с$, поступающей из тепловой сети в элеватор:

$$q' = \frac{C_п}{C_с} = \frac{t_1 - t_2}{t_2 - t_3}, \qquad (II.75)$$

где t_1 — температура воды, поступающей в элеватор из тепловой сети;
t_2 — температура смешанной воды после элеватора, поступающей в систему отопления;
t_3 — температура охлажденной воды, поступающей из системы отопления.

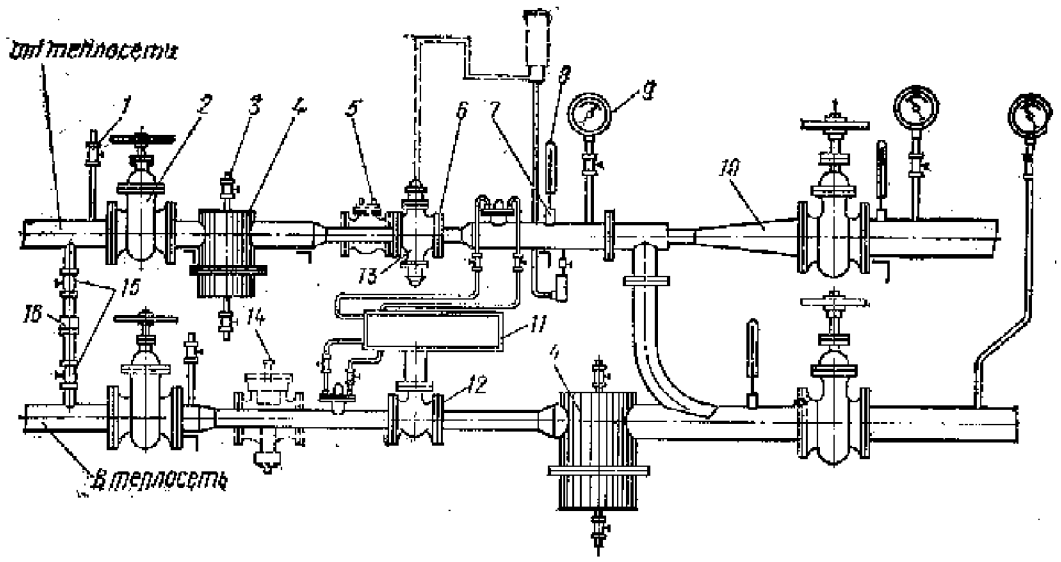


Рис. II.70. Тепловой пункт для присоединения системы отопления по зависимой схеме, через элеватор

1 — трехходовой кран; *2* — задвижка; *3* — пробковый кран; *4* — грязевики; *5* — обратный клапан; *6* — дроссельная шайба; *7* — штуцер для тепломера; *8* — термометр; *9* — манометр; *10* — элеватор; *11* — тепломер; *12* — водомер; *13* — регулятор расхода; *14* — регулятор давления; *15* — вентиль; *16* — обводная линия

В расчетах принимают коэффициент смешения с запасом в 15%, т. е.

$$q = 1{,}15q'.$$

Определить величину коэффициента смешения необходимо для выявления основного размера элеватора — диаметра горловины $d_г$, см, перехода камеры смешения в диффузор (см. рис. II.68):

$$d_г = 1{,}51\sqrt[4]{\frac{G_{см}^2(1+q)^2}{p_{сист}}}, \qquad (II.76)$$

где $G_{см}$ — количество воды, циркулирующей в системе отопления, т/ч;
$p_{сист}$ — гидравлическое сопротивление системы отопления, кПа.

Количество воды, циркулирующей в системе отопления $G_{см}$, т/ч, определяется по формуле

$$G_{см} = \frac{3{,}6\Sigma Q}{c(t_г - t_о)\,1000}, \qquad (II.77)$$

где ΣQ — суммарный расход тепла на отопление, Вт;
c — теплоемкость воды, кДж/(кг·К);
3,6 — коэффициент перевода единиц Вт в кДж/ч.

После подбора серийного элеватора (ВТИ Мосэнерго), имеющего диаметр горловины, близкий к полученному (табл. II.16), можно определить диаметр сопла $d_с$, см, пользуясь следующей приближенной зависимостью:

Таблица II.16. **Подбор элеватора по диаметру горловины**

№ элеватора	1	2	3	4	5	6	7
Диаметр горловины, мм	15	20	25	30	35	47	59

$$d_с = \frac{d_г}{1+q}, \qquad (II.78)$$

Давление $p_э$, кПа, которое необходимо иметь перед элеватором для обеспечения нормальной его работы, определяется по выражению

$$p_э = 1{,}4(1+q)^2 p_{сист}. \qquad (II.78а)$$

Серийный элеватор удобно подбирать, пользуясь номограммой, приведенной в справочной литературе [24, 28], предварительно определив приведенный расход, т/ч, смешанной воды по формуле

$$G_{пр} = \frac{100 G_{см}}{\sqrt{p_{сист}}}, \qquad (11.79)$$

где $p_{сист}$, Па,

и коэффициент подмешивания по формуле (II.75).

§ 86. Системы пароводяного и водо-водяного отопления

Системы пароводяного и водо-водяного отопления выполняют по любой схеме водяного отопления, но нагрев циркулирующей в них воды осуществляется в теплообменных аппаратах, называемых в практике теплоснабжения водонагревателями.

Теплообменные аппараты (водонагреватели) бывают емкостные и скоростные. На рис. II.71 представлен план и разрез емкостного водонагревателя. Скоростной водонагреватель был рассмотрен в первом разделе (см. рис. I.38).

По способу побуждения пароводяные и водо-водяные системы отопления могут быть с естественной и искусственной циркуляцией. В системах с естественной циркуляцией используют емкостные водонагреватели: они отличаются незначительным сопротивлением движению воды. В системах с искусственной циркуляцией применяют скоростные водонагреватели (пароводяные и водо-водяные).

На рис. II.72 представлена схема системы пароводяного отопления с естественной циркуляцией. Пар для нагревания воды вырабатывается в котле и подается по паропроводу в теплообменный аппарат (емкостный водонагреватель). Горячая вода из водонагревателя поступает по трубопроводу в приборы системы отопления и, пройдя через них, возвращается в водонагреватель.

Системы пароводяного отопления применяют в тех случаях, когда для основных теплопотребляющих систем выгоднее иметь котельную с паровыми котлами, а также когда система централизованного теплоснабжения паровая.

Система водо-водяного отопления с присоединением ее к тепловой сети была кратко рассмотрена в § 56. На рис. II.73 приведена примерная схема теплового пункта такой системы со скоростным водо-водяным нагревателем, рассчитанной на искусственную циркуляцию теплоносителя в ней.

Системы пароводяного и водо-водяного отопления находят все большее применение в связи с повышением этажности строящихся зданий. Многоэтажные здания для уменьшения гидростатического давления на отопительные приборы нижних этажей разделяют по высоте на отдельные зоны; для каждой зоны устраивают самостоятельную систему отопления, как показано на рис. II.74. Число зон по высоте здания и высота каждой зоны определяются допустимым гидростатическим давлением как для приборов, так и для оборудования теплового пункта, который обычно размещается в подвале здания.

В зданиях высотой более 160 м в верхней зоне устраивают пароводяное отопление (см. рис. II.74). Теплоноситель пар, отличающийся незначительным гидростатическим давлением, подается в технический этаж, расположенный под верхней зоной, в тепловой пункт с пароводяными водонагревателями.

В зданиях высотой более 250 м пароводяные системы отопления могут быть в двух верхних зонах и более. Методика расчета систем пароводяного и водо-водяного отопления такая же, как и систем водя-

ного отопления. Отличие лишь в том, что определяется площадь поверхности нагрева не котлов, а теплообменных аппаратов (водонагревателей), которые и подбираются.

Площади поверхности нагрева теплообменных аппаратов определяют по формулам (см. § 39).

Пример. Рассчитать трубопровод двухтрубной системы с нижней разводкой и попутным движением теплоносителя (рис. II.75). Система присоединена к тепловой сети через элеватор. Температура воды, поступающей в систему, $t_г = 95°$, на выходе из си-

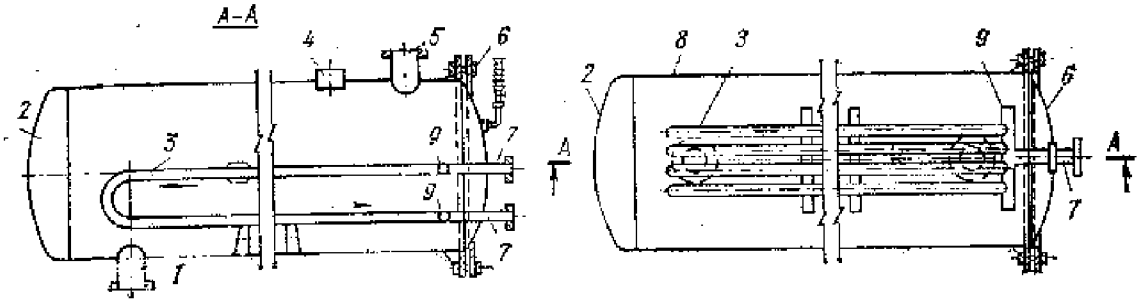


Рис. II.71. Емкостный водонагреватель

1 — патрубок для поступления воды; *2* — днище; *3* — змеевик; *4* — место присоединения предохранительного клапана; *5* — патрубок для выхода горячей воды; *6* — крышка; *7* — патрубки, приваренные к коллектору; *8* — корпус; *9* — коллектор

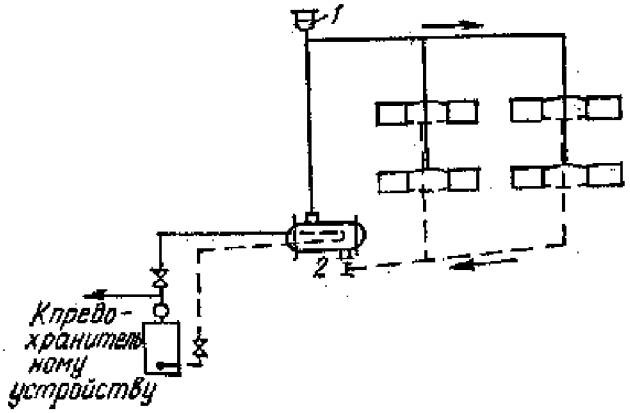


Рис. II.72. Схема пароводяной системы отопления

1 — расширительный сосуд; *2* — тройник с пробкой

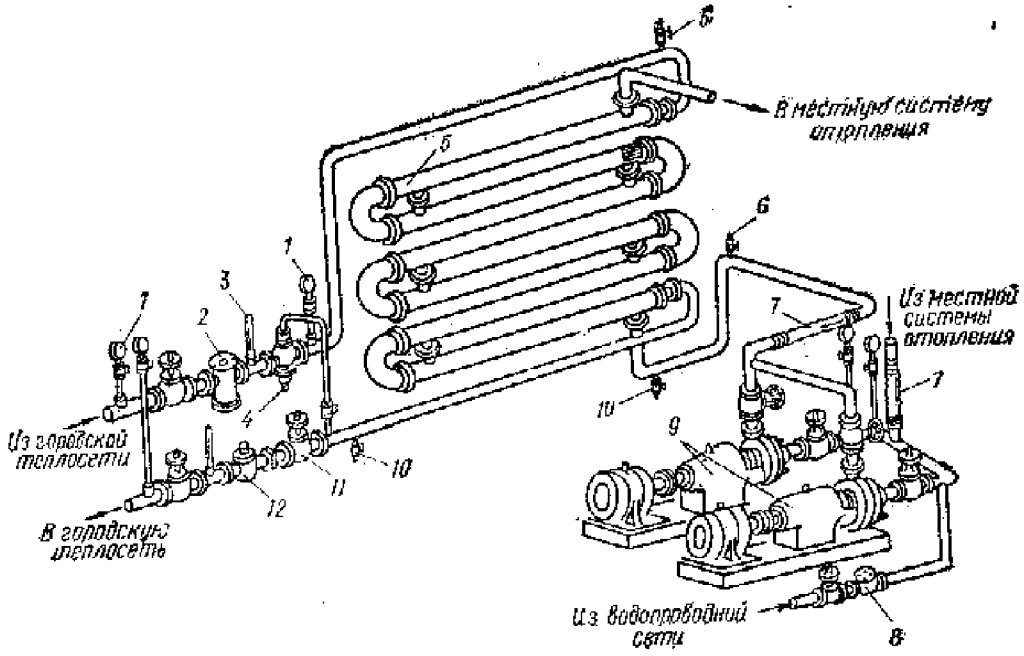


Рис. II.73. Примерная схема теплового пункта системы водо-водяного отопления со скоростным водонагревателем

1 — манометр; *2* — грязевик; *3* — термометр; *4* — регулятор расхода; *5* — секционный скоростной водонагреватель; *6* — кран; *7* — гибкая вставка; *8* — обратный клапан; *9* — насосы циркуляционные; *10* — кран спускной; *11* — задвижка; *12* — водомер для горячей воды

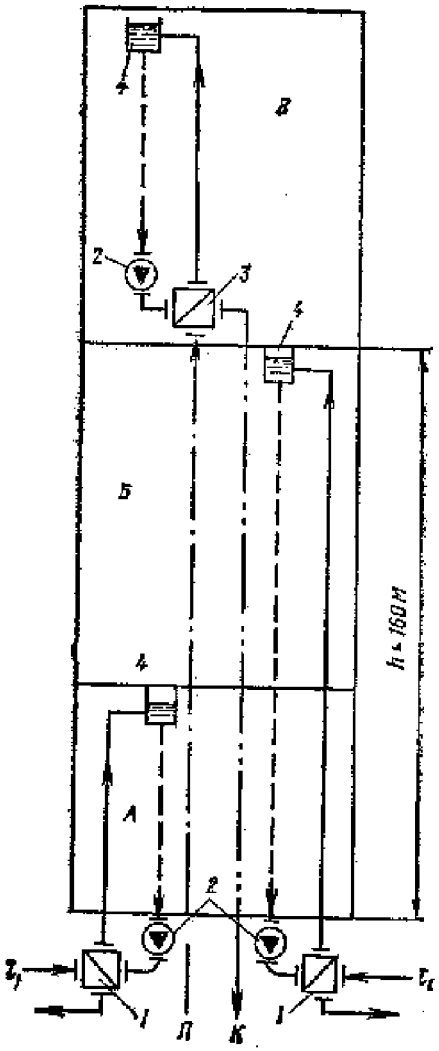


Рис. 11.74. Принципиальная схема комбинированного отопления многоэтажных зданий

1 — водоводяные теплообменные аппараты; *2* — циркуляционные насосы; *3* — пароводяной теплообменный аппарат; *4* — расширительные сосуды

Рис. 11.75. Часть схемы системы водяного отопления (стояки показаны не полностью)

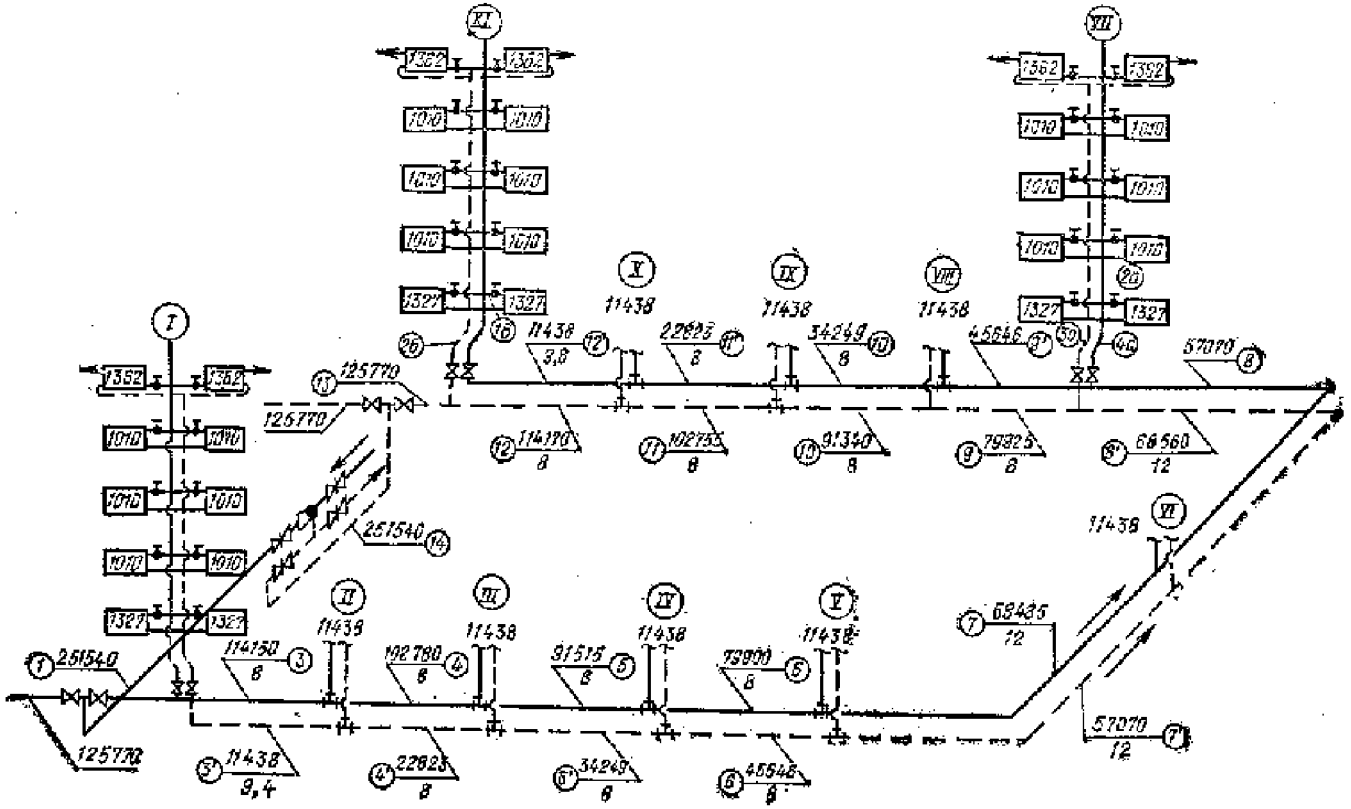


Таблица II.17. Результаты расчета трубопроводов системы водяного отопления

По схеме трубопровода				По предварительному расчету						По окончательному расчету					
№ участка	тепловая нагрузка Q, Вт	расход теплоносителя G, кг/ч	длина участка l, м	диаметр d, мм	скорость w, м/с	удельная потеря на трение R, Па/м	потеря на трение Rl, Па	сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\Sigma\zeta$	потеря давления в местных сопротивлениях Z, Па	d	w	R	Rl	$\Sigma\zeta$	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	5а	6а	7а	8а	9а	10а
Главное циркуляционное кольцо через прибор первого этажа стояка VII															
1	251 120	8660	9	76/3	0,625	73	657	1	197	70	0662	92	828	1	218
2	125 770	4337	4	50	0,547	82	328	2	310	—	—	—	—	—	—
3	114 150	3936	8	50	0,498	68	544	1	126	—	—	—	—	—	—
4	102 730	3542	8	50	0,448	55	440	1	102	—	—	—	—	—	—
5	91 315	3150	8	50	0,393	44	352	1	79	—	—	—	—	—	—
6	79 900	2755	8	50	0,349	35	280	1	61	—	—	—	—	—	—
7	68 485	2360	12	50	0,3	26	312	1,5	106	—	—	—	—	—	—
8	57 070	1968	12	50	0,25	18	216	1,5	71	40	0414	68	816	1,5	129
1а	11 438	394	1,8	25	0,191	28	51	7,5	136	—	—	—	—	—	—
2а	1 327	46	2	15	0,065	63	126	12	25	—	—	—	—	—	—
3а	11 438	394	1,4	25	0,191	28	39	7,5	136	—	—	—	—	—	—
9	7 995	2756	8	50	0,349	35	280	1	61	—	—	—	—	—	—
10	91 340	3150	8	50	0,398	44	352	1	79	—	—	—	—	—	—
11	102 755	3543	8	50	0,448	55	440	1	102	—	—	—	—	—	—
12	114 170	3937	8	50	0,498	68	544	1	126	—	—	—	—	—	—
13	125 770	4337	4	50	0,547	82	328	2	310	—	—	—	—	—	—
14	251 120	8660	12	76/3	0,625	73	876	2	394	70	0662	9,2	1108	2	447

$\Sigma l=122,2$ $\Sigma Rl=6165$ $\Sigma Z=2421$ $\Sigma Rl=6997$ $\Sigma Z=2532$

$\Sigma\ (Rl+Z)=6165+2421=8586$ Па $\Sigma\ (Rl+Z)=6997+2532=9529$

$$\Delta_{зап}=\frac{10200-8586}{10200}100=15,8\%$$ $$\Delta_{зап}=\frac{10200-9529}{10200}100=6,6\%$$

Циркуляционное кольцо через прибор первого этажа стояка I

1	251 120	8660	9	70	0,662	92	828	1	218	—	—	—	—	—	—
2	125 770	4337	4	50	0,547	82	328	2	310	—	—	—	—	—	—
16	11 438	394	1,8	25	0,191	28	51	7,5	136	—	—	—	—	—	—
26	1 327	46	2	15	0,065	6,4	13	12	26	—	—	—	—	—	—
3	11 438	394	9,4	25	0,191	28	263	10,3	186	—	—	—	—	—	—
4	22 823	787	8	32	0,218	25	200	1	24	—	—	—	—	—	—
5	34 249	1181	8	32	0,326	52	416	1	53	—	—	—	—	—	—
6	45 646	1574	8	32	0,43	90	720	1	93	40	033	42	336	1	55
7	57 070	1968	12	40	0,414	66	792	1,5	129	—	—	—	—	—	—
8	68 500	2362	12	50	0,3	26	312	1,5	675	—	—	—	—	—	—
9	79 900	2756	8	50	0,349	35	280	1	61	—	—	—	—	—	—
10	91 315	3150	8	50	0,398	45	360	1	73	—	—	—	—	—	—
11	102 730	3543	8	50	0,448	56	448	1	102	—	—	—	—	—	—
12	114 150	3937	8	50	0,498	68	544	1	126	—	—	—	—	—	—
13	125 770	4330	4	50	0,547	82	328	2	310	—	—	—	—	—	—
14	251 126	8660	12	70	0,662	92	1104	2	447	—	—	—	—	—	—

$\Sigma l=122,2$ $\Sigma Rl=6987$ $\Sigma Z=2969$ $\Sigma Rl=6603$ $\Sigma Z=2931$

$\Sigma\ (Rl+Z)=6987+2969=9956$ Па $\Sigma\ (Rl+Z)=6603+2931=9534$

$$\Delta_{зап}=\frac{10200-9956}{10200}100=2,4\%$$ $$\Delta_{зап}=\frac{10200-9834}{10200}100=6,5\%$$

Продолжение табл. II.17

По схеме трубопровода				По предварительному расчету						По окончательному расчету					
№ участка	тепловая нагрузка Q, Вт	расход теплоносителя G, кг/ч	длина участка l, м	диаметр d, мм	скорость w, м/с	удельная потеря на трение R, Па/м	потеря на трение Rl, Па	сумма коэффициентов местных сопротивлений, $\Sigma\xi$	потеря давления в местных сопротивлениях Z, Па	d,	w	R	Rl	$\Sigma\xi$	Z
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	5в	6в	7в	8в	9в	10в
Циркуляционное кольцо через прибор первого этажа стояка XI															
1	251 120	8860	9	70	0662	92	828	1	218	—	—	—	—	—	—
2	125 770	4330	4	50	0547	82	328	2	310	—	—	—	—	—	—
3	114 150	3936	8	50	0498	68	544	1	126	—	—	—	—	—	—
4	102 730	3542	8	50	0448	56	448	1	102	—	—	—	—	—	—
5	91 315	3149	8	50	0393	44	352	1	79	—	—	—	—	—	—
6	79 900	2755	8	50	0349	35	280	1	61	—	—	—	—	—	—
7	68 500	2362	12	50	03	26	312	1,5	106	—	—	—	—	—	—
8	57 070	1968	12	40	0414	68	816	1,5	129	—	—	—	—	—	—
9	45 646	1574	8	40	0332	42	336	1	56	—	—	—	—	—	—
10	34 249	1180	8	40	0248	24	192	1	32	32	0344	52	416	1	59
11	22 823	786	8	25	0372	101	808	1	70	—	—	—	—	—	—
12	11 438	393	9,4	25	0191	28	263	8	146	—	—	—	—	—	—
1в	1 327	44	2	15	0,066	6,5	13	5,5	13	—	—	—	—	—	—
2в	11 433	393	1,4	25	0191	28	39	5	99	—	—	—	—	—	—
13	125 770	4330	4	50	0547	82	328	2	310	—	—	—	—	—	—
14	251 120	8660	12	70	0662	92	1104	2	447	—	—	—	—	—	—

$\Sigma l=121,8$ $\Sigma Rl=6991$ $\Sigma Z=2304$ $\Sigma Rl=7215$ $\Sigma Z=2331$

$\Sigma\ (Rl+Z)=6991+2304=9295$ Па $\Sigma\ (Rl+Z)=7215+2331=9546$

$$\Delta_{зап}=\frac{10200-9295}{10200}\,100=9,9\% \qquad \Delta_{зап}=\frac{10200-9546}{10200}\,100=6,4\%$$

Циркуляционное кольцо через стояк VII и прибор второго этажа

Расчет трубопровода на участках 4*а*, 5*а* и 6*а*

Располагаемое давление на участках 4*а*, 5*а* и 6*а* — 258,8 Па

$$R_{ср}=\frac{0,65\cdot 258,8}{5,3}=32,3 \text{ Па}$$

4а	8806	303	3	25	0147	16,97	50,9	4	42,3	—	—	—	—	—	—
5а	1009	35	5	15	005	3,92	19,6	12	14,71	—	—	—	—	—	—
6а	8752	303	3	25	0,47	16,97	50,9	6,5	42,3	—	—	—	—	—	—

$\Sigma l=11$ $\Sigma Rl=121,4$ $\Sigma Z=99,31$

$\Sigma\ (Rl+Z)=121,4+99,31=220,7<258,8$ Па

В связи с тем, что уменьшить диаметры труб не представляется возможным, избыточное давление можно поглотить регулирующими кранами.

стемы $t_0=70°$ С. Ответвления от стояков к приборам и от приборов к стоякам — без уток. Давление, создаваемое элеватором, составляет $p_э=10000$ Па. Тепловые нагрузки, длины и другие расчетные данные показаны на рис. II.75.

Решение. При попутном движении воды в подающей и обратной магистралях в качестве главного циркуляционного кольца принимаем кольцо через прибор первого этажа самого нагруженного стояка (рис. II.75 стояк VII).

Располагаемое циркуляционное давление для расчета главного циркуляционного кольца определяем по формуле (II.58). В данном примере

$$p_р=10\,000+0,5\cdot 2,5\cdot 9,81\,(977,81-961,92)=10\,200 \text{ Па},$$

Таблица II.18. Значения коэффициентов местного сопротивления ξ на участках главного циркуляционного кольца

№ участка	Местные сопротивления	№ участка	Местные сопротивления
1	Задвижка . . . . 0,5 Отвод 90° . . . . 0,5 $\Sigma\xi=1$		Кран двойной регулировки . . . . . 4 Радиатор (вход и выход) . . . . . 2 Крестовина на поворот . . . . 3 $\Sigma\xi=12$
2	Тройник на ответвление . . . . . 1,5 Задвижка . . . . 0,5 $\Sigma\xi=2$	3а	Утка . . . . . 1 Тройник на проход спускной . . . . . 1 Кран пробочный . . 2 Скоба . . . . . 2 Тройник на ответвление . . . 1,5 $\Sigma\xi=7,5$
3	Тройник на проход . 1		
4	То же 1		
5	» 1		
6	» 1		
7	Тройник на проход . 1 Отвод 90° . . 0,5 $\Sigma\xi=1,5$	9	То же, на проход . . 1
8	Отвод 90° . . . . 0,5 Тройник на проход 1 $\Sigma\xi=1,5$	10	То же 1
		11	» 1
1а	То же, на ответвление 1,5	12	» 1
	Кран пробочный . . 2	13	Задвижка . . . . 0,5 Тройник на ответвление . . . 1,5 $\Sigma\xi=2$
	Тройник на проход спускной 1		
	Утка 1	14	Отвод 90° (3 шт.) . 1,5 Задвижка . 0,5 $\Sigma\xi=2$
	Скоба . . . 2 $\Sigma\xi=7,5$		
2а	Крестовина на поворот 3		

Общая длина кольца участков *1—8, 1а, 2а, 3а* и *9—14*

$$\Sigma l = 9 + 4 + (4 \cdot 8) + (2 \cdot 12) + 1,8 + 2 + 1,5 + (4 \cdot 8) + 4 + 12 = 122,2.$$

Ориентировочная удельная потеря давления на трение составляет

$$R_{ср} = \frac{0,65 \cdot 10\,200}{122,2} = 54,2 \text{ Па/м},$$

где 0,65 — предполагаемая доля потерь давления на трение в общих потерях давления в трубопроводах системы с искусственной циркуляцией.

Для расчета трубопроводов используем прил. 10. Количество воды G, кг/ч, протекающей по каждому участку циркуляционного кольца, определяем по формуле (II.61).

Результаты расчета записываем в бланк специальной формы (табл. II.17).

Коэффициенты местного сопротивления на отдельных участках определяем по прил. 10. Перечень местных сопротивлений по участкам главного циркуляционного кольца приведен в табл. II.18. Для определения потери давления в местных сопротивлениях используется прил. 11.

О порядке заполнения табл. II.17 «Результаты расчета трубопроводов системы водяного отопления» говорилось в § 78. После расчета главного циркуляционного кольца приступаем к расчету и увязке колец через прибор первого этажа стояков I и XI.

В итоге расчета трех колец определились диаметры и потери давления на всех участках магистралей. Как видно из расчетной таблицы, неувязка в рассчитанных кольцах и запас давления на неучтенные сопротивления, после корректирования некоторых участков путем замены диаметров труб на больший или меньший, не превышают допустимые.

Если рассматривать циркуляционные кольца через приборы первого этажа остальных стояков, то в них окажутся нерассчитанными участки стояков от магистралей до ответвления от стояка к приборам и от приборов к стоякам и сами ответвления. Распо-

лагаемое давление для этих участков должно быть таким, чтобы в результате расчета давление на подающей магистрали в месте присоединения стояка было больше давления в месте присоединения стояка к обратной магистрали. Разность давлений в этих точках и будет располагаемым давлением для расчета соответствующих участков стояка.

Расчет поэтажных колец (второго этажа и выше) выполняется с учетом естественного давления в размере 50% получаемого при расчетных условиях. Располагаемое давление $p_р$, Па, для поэтажного кольца второго этажа определяем по формуле

$$p_р = \Sigma (Rl + Z)_{отв} + 0{,}5h_2 g (\rho_0 - \rho_г), \qquad (II.80)$$

где $\Sigma(Rl+Z)_{отв}$ — потеря давления в рассчитанных ответвлениях к прибору и от прибора ниже находящегося этажа, Па.

Глава 15. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 87. Свойство пара как теплоносителя в системах отопления. Область применения систем парового отопления

В системах парового отопления используется свойство пара при конденсации выделять скрытую теплоту парообразования. При конденсации в нагревательном приборе 1 кг пара помещение получает около 2260 кДж тепла.

Пар является весьма транспортабельным теплоносителем. Плотность пара с давлением $p_{изб}$=20 кПа в 1400—1500 раз меньше плотности воды при температуре, которую она имеет в системе отопления. Поэтому скорости движения пара в трубопроводах принимают значительно бо́льшими, чем скорости движения воды в системе водяного отопления, так как сопротивление трению и местные сопротивления при движении жидкой и газообразной среды пропорциональны их объемной массе. Поэтому пар можно подавать на большие расстояния и в многоэтажные здания. Средняя скорость движения воды в системе водяного отопления не превышает 0,7 м/с, а средняя скорость движения пара в системах парового отопления обычно больше 20 м/с.

Вследствие большой скорости движения пара и значительного количества тепла, которое отдает пар, конденсируясь в приборах, требуются меньшие диаметры трубопроводов, чем при водяном отоплении. Стоимость трубопровода в системах парового отопления ниже, чем в системах водяного отопления. Пар является более активным теплоносителем, чем вода. Он обеспечивает быстрый обогрев помещений и позволяет тотчас же прекратить работу системы.

Коэффициент теплопередачи нагревательных приборов при теплоносителе паре выше, чем при теплоносителе воде. Благодаря большему коэффициенту теплопередачи прибора и относительно высокой температуре пара площадь поверхности нагревательных приборов в системах парового отопления примерно на 25—30% меньше, чем в системах водяного отопления.

Однако наряду со всеми перечисленными положительными свойствами пар имеет ряд существенных недостатков, если применяется как теплоноситель, подаваемый непосредственно в нагревательные приборы, а именно: температура поверхности приборов при питании их паром низкого, и особенно высокого, давления не отвечает санитарно-гигиеническим требованиям (см. стр. 106). Кроме того, чрезмерно высокая температура поверхности приборов создает опасность ожогов и значительную радиацию.

Системы парового отопления не поддаются центральной качественной регулировке, вследствие чего в помещении трудно поддержать постоянную и равномерную температуру. При температурах наружного воздуха выше расчетной системы периодически выключают (работа с

«пропусками»), что неудобно в эксплуатации и создает повышенный непроизводительный расход топлива.

Во время периодического выключения систем парового отопления в них остается воздух при влажной внутренней поверхности трубопровода и приборов, что вызывает интенсификацию коррозии, сокращая тем самым срок службы системы. В системах парового отопления потери тепла паропроводами больше, чем в магистральных трубопроводах систем водяного отопления. Недостатки пара как теплоносителя не позволяют использовать его для отопления помещений, в которых необходимо поддерживать санитарно-гигиенические условия на высоком уровне: в жилых домах, общежитиях, детских садах-яслях, школах, больницах, поликлиниках, библиотеках, музеях и во многих промышленных предприятиях.

В соответствии со СНиП II-33-75 системы парового отопления низкого давления рекомендуется устраивать в помещениях, предназначенных для непродолжительного пребывания в них людей, а также в зданиях, где отопление может быть периодическим, например в банях, прачечных, душевых павильонах, складских зданиях некоторых промышленных предприятий.

§ 88. Классификация и схемы систем парового отопления

В настоящее время системы парового отопления подразделяют по величине начального давления пара, способу возврата конденсата в котел или в тепловую сеть, месту расположения паропровода и схеме стояков.

По величине давления пара, подаваемого в систему отопления, различают системы отопления высокого ($p_{изб} > 70$ кПа) и низкого ($p_{изб} < 70$ кПа) давления.

По способу возврата конденсата системы парового отопления подразделяют на замкнутые и разомкнутые. В замкнутых системах конденсат из нагревательных приборов возвращается в котел или в тепловую сеть самотеком благодаря наклонному или вертикальному положению трубопровода, а в разомкнутых системах конденсат поступает в специальный бак, называемый конденсационным, из которого он перекачивается в котел или в тепловую сеть с помощью насоса.

По месту расположения паропровода и схеме стояков системы парового отопления можно выполнять так же, как и системы водяного отопления, т. е. с верхним, нижним и промежуточным распределением пара при однотрубной и двухтрубной схемах обслуживания нагревательных приборов.

Переходим к рассмотрению отдельных схем.

На рис. II.76 показана схема замкнутой системы парового отопления низкого давления с верхним распределением пара. Пар из котла по главному стояку *1* вследствие разности давлений в котле и в нагревательных приборах поднимается в магистральный паропровод *2* и далее по паровым стоякам *3* и ответвлениям *4*, снабженным паровыми вентилями, доходит до нагревательных приборов. Здесь пар конденсируется, отдавая в отапливаемое помещение через стенки приборов скрытую теплоту парообразования. Образующийся при этом конденсат по конденсационным стоякам *5* и сборному конденсатопроводу *6*, прокладываемому с уклоном (не меньше 0,005) в направлении его движения, самотеком возвращается в котел, находящийся значительно ниже нагревательных приборов, с тем чтобы столб конденсата h уравновешивал давление пара в котле. Например, при давлении пара в котле $p_{изб} = 20$ кПа столб конденсата h должен быть не менее 2 м.

Для нормального удаления воздуха из системы диаметр конденсатопровода в рассматриваемой схеме должен быть таким, чтобы стекаю-

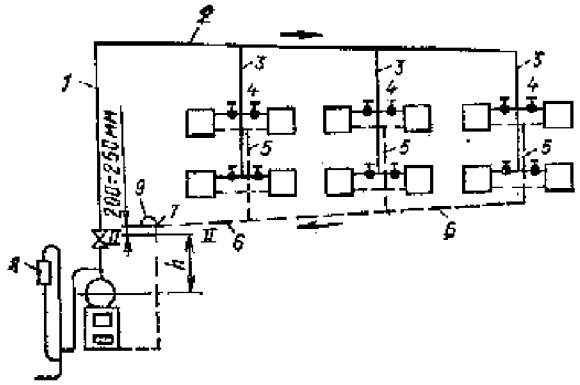


Рис. II.76. Система парового отопления с верхним распределением пара

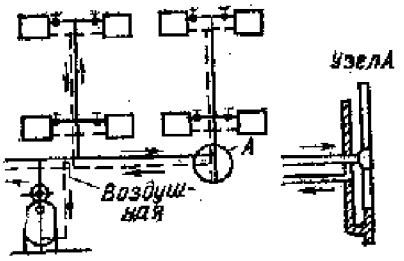


Рис. II.77. Система парового отопления с нижним распределением пара

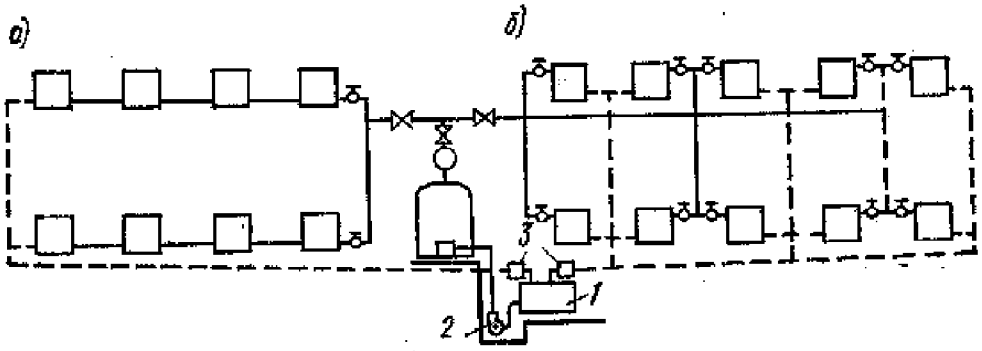


Рис. II.78. Схема разомкнутой системы парового отопления низкого давления с перекачкой конденсата

а — горизонтальная проточная однотрубная; *б* — с промежуточным распределением пара; *1* — конденсатный бак; *2* — насос для перекачки конденсата; *3* — конденсатоотводчики

щий конденсат заполнял не больше половины диаметра трубы. Соблюдение этого условия позволяет воздушное пространство конденсатопровода с помощью трубы *7* сообщить с атмосферой *9*. Место присоединения трубы *7* к конденсатопроводу должно быть выше уровня воды II—II (см. рис. II.76) не менее чем на 250 мм; запорную арматуру на ней не устанавливают. При этом условии магистральный конденсатопровод никогда полностью не будет заполняться водой. Такие системы называются системами парового отопления с «сухим» конденсатопроводом.

При большой протяженности паропровода в замкнутых системах для уменьшения заглубления котельных конденсатопровод прокладывают ниже уровня воды в котле. Такой конденсатопровод называют «мокрым», так как он весь заполняется конденсатом. Воздух удаляется из системы отопления с «мокрым» конденсатопроводом через специальную воздушную сеть из труб диаметром 15—20 мм, присоединяемую к конденсационным стоякам выше возможного уровня конденсата в них на 250 мм.

Система парового отопления низкого давления с нижним распределением пара отличается от системы с верхним распределением главным образом расположением магистрального паропровода, при котором устраивают специальный гидравлический затвор *8* или устанавливают водоотводчик у дальнего стояка для отвода конденсата из стояков и магистрального паропровода (рис. II.77).

Разомкнутые системы парового отопления (рис. II.78) применяют при давлении пара $p_{изб}$ 30 кПа и выше. В отличие от замкнутой системы конденсат в ней стекает не в котел, а в конденсационный бак, откуда насосом, включаемым автоматически или вручную, подается в котел. В этих системах парового отопления отопительные приборы могут быть расположены на произвольной высоте по отношению к котлу.

При схеме парового отопления с промежуточным распределением пара (рис. II.78, *б*) паропровод прокладывают по полу или под потолком одного из этажей, что значительно сокращает бесполезные потери тепла и упрощает монтаж системы. Однако вследствие ряда эксплуатационных недостатков (конденсат стекает по стоякам против движения пара, сложно удалять воздух из системы, бо́льшая вероятность возникновения гидравлических ударов и др.) такие системы отопления, так же как и системы с нижним распределением пара, большого применения не имеют.

На рис. II.78, *а* показана горизонтальная однотрубная проточная система, экономичная и вполне приемлемая для отопления больших помещений зданий в 1—2 этажа, в которых не требуется индивидуальная регулировка теплоотдачи приборов.

Вертикальные однотрубные системы отопления с теплоносителем паром в СССР широкого применения не получили.

§ 89. Конструктивные особенности систем парового отопления высокого давления

Паровое отопление высокого давления $p_{абс} > 0{,}17$ МПа обычно применяют в тех случаях, когда пар вырабатывается в заводских котельных и основным потребителем его является производство.

Узел управления и схема парового отопления высокого давления с верхним распределением пара показаны на рис. II.79. Пар из котельной поступает в узел управления с давлением $p_{изб} = 0{,}6$ МПа. Пар такого давления требуется производству. Для распределения пара установлен парораспределительный коллектор *1* с двумя ответвлениями.

Так как для системы отопления здания пар может быть использован с давлением $p_{изб}$ не выше 0,3 МПа, то для понижения давления с 0,6 до 0,3 МПа перед вторым парораспределительным коллектором установлен редукционный клапан *2* с обводной линией *5* (на случай ремонта). После редукционного клапана установлен предохранительный клапан рычажного типа *4*, отрегулированный на $p_{изб} = 0{,}3$ МПа. Для наблюдения за давлением на коллекторах имеются манометры *3*. Из второго парораспределительного коллектора пар поступает по главным стоякам и паропроводам *6* и отопительным стоякам *7* в нагревательные приборы. У приборов на паровой и конденсационной подводках установлены вентили *9*; они необходимы для того, чтобы уменьшать пропуск пара в конденсатопровод и выключать приборы. В системе парового отопления высокого давления возникают значительные термические уд-

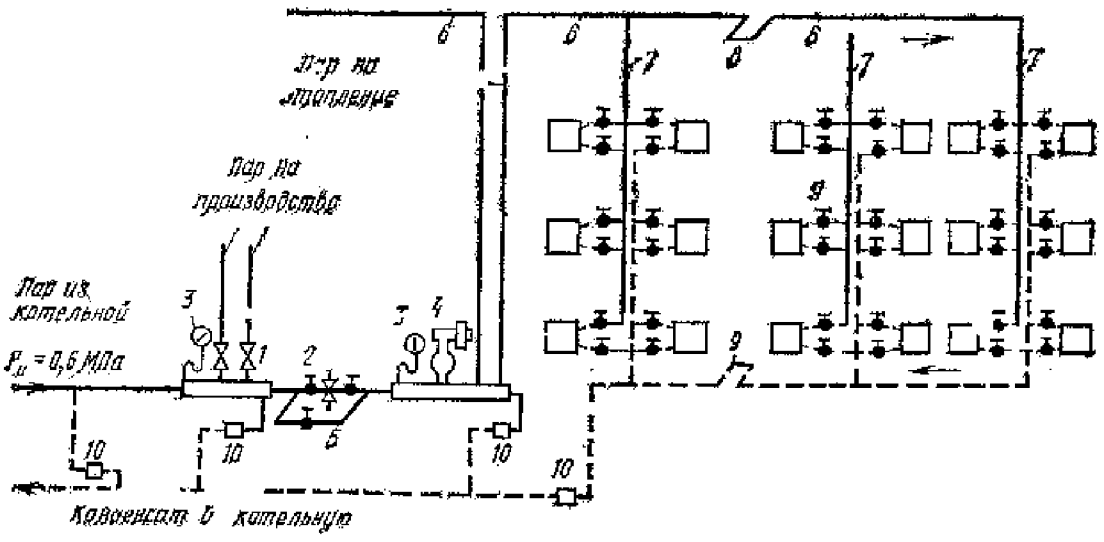


Рис. II.79. Система парового отопления высокого давления с верхним распределением пара

линения трубопроводов (до 1,5—2 мм на 1 м). Для компенсации удлинений используют повороты трубопровода и на прямолинейных магистральных трубопроводах устанавливают компенсаторы *8*.

Системы парового отопления высокого давления применяют только разомкнутые, т. е. с конденсационным баком и насосом для перекачки конденсата. Для предотвращения прорыва пара из отопительных приборов в конденсатопровод и конденсационный бак устанавливают конденсатоотводчики *10* или подпорные шайбы, которые пропускают конденсат и задерживают пар.

§ 90. Основные сведения о расчете паропроводов и конденсатопроводов систем парового отопления низкого и высокого давления

В отличие от системы водяного отопления трубопровод системы парового отопления разделяется на паропровод и конденсатопровод, но методы расчета обеих систем аналогичны.

Давление пара в котле $p_{изб}$ принимают в зависимости от протяженности паропровода, соединяющего котел с наиболее удаленным нагревательным прибором.

Протяженность, м	50	50—100	100—200	200—300
Давление пара $p_{изб}$, кПа	5	10	20	30

Более высокие давления пара $p_{изб}$, равные 70 кПа и более, принимают при теплоснабжении группы зданий от одной котельной.

Располагаемым давлением на преодоление сопротивлений трения и местных сопротивлений в паропроводе системы отопления является разность давлений пара в котле (или в тепловом пункте после редуктора) и перед вентилем наиболее удаленного прибора от котла (от теплового пункта).

На преодоление сопротивлений вентиля и отопительного прибора в системах низкого давления при самотечном конденсатопроводе оставляют давление не менее 1500 Па, обычно 2000 Па; при напорном конденсатопроводе

$$p_н = \frac{p_к^*}{0{,}95}, \qquad (II.81)$$

где $p_к^*$ — давление в конденсатопроводе после нагревательного прибора, Па.

В системе парового отопления низкого давления потери давления на трение принимают в размере 65%, а на местные сопротивления — 35% (меньше, чем в системах водяного отопления) полной потери давления.

Возможная средняя потеря давления на трение $R_{ср}$, Па, определяется по формуле

$$R_{ср} = \frac{0{,}65\,(p_н - p_к)}{\Sigma l}, \qquad (II.82)$$

где $p_н$ и $p_к$ — давление пара соответственно при выходе из котла или в тепловом вводе после редуктора и в конце паропровода перед вентилем отопительного прибора, Па;
Σl — длина паропровода от котла или теплового ввода до наиболее удаленного прибора, м;
0,65 — доля потерь давления на трение.

По величине $R_{ср}$ и по тепловой нагрузке участков, как и при расчете систем водяного отопления, подбирают диаметры паропроводов, пользуясь расчетной таблицей или номограммой.

Величины коэффициентов местного сопротивления в системах парового отопления принимают те же, что и в системах водяного отопления

(см. прил. 10). Потери давления на преодоление местных сопротивлений подсчитывают по таблице, составленной для парового отопления низкого давления, или по номограмме.

Все данные, полученные в процессе расчета паропровода, заносят в бланк следующей формы (табл. II.19).

Суммарные потери давления (на трение и местные сопротивления) по отдельным веткам паропровода системы отопления, не считая их общих участков, не должны разниться более чем на 25%.

Диаметры конденсатопроводов обычно определяют по таблицам в зависимости от их длины, количества тепла, выделяемого паром при конденсации, и вида конденсатопровода («сухой», «мокрый», вертикальный, горизонтальный).

Таблица II.19. Расчет паропровода системы парового отопления низкого давления

№ участка	Q, Вт	d, мм	l, м	w, м/с	R, Па	Rl, Па	$\Sigma\zeta$	Z, Па	$Rl+Z$, Па
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Таким образом, гидравлический расчет системы парового отопления низкого давления имеет ту особенность, что паропроводы и конденсатопроводы рассчитываются отдельно и не составляют одного общего расчетного кольца, как при гидравлическом расчете систем водяного отопления.

Для обеспечения бесшумной работы системы и предотвращения гидравлических ударов, которые могут привести к повреждению паропроводов, скорости движения пара в них при попутном движении пара и конденсата не должны превышать при низком давлении 30 м/с, при высоком — 80 м/с, а при встречном движении пара и конденсата соответственно 20 и 60 м/с.

Точный расчет паропровода системы высокого давления производят по номограмме и таблицам, составленным с учетом изменения плотности (объемной массы) пара.

Потери давления в местных сопротивлениях определяют методом замены их эквивалентной длиной, представляющей собой длину трубопровода данного диаметра, на которой потеря на трение равна потере в местном сопротивлении при коэффициенте $\zeta=1$. Потеря давления на местные сопротивления в долях общей величины сопротивления трубопровода в системах парового отопления высокого давления составляет 20—25%.

§ 91. Определение размеров конденсационного бака и подбор насоса для перекачки конденсата

Конденсационный бак в разомкнутых системах парового отопления служит емкостью для конденсата, стекающего из отопительных приборов.

Полезную емкость конденсационного бака $V_{к.б}$, м^3, определяют по формуле

$$V_{к.б} = \frac{3{,}6Q}{k_{к.б}\, r\rho}, \qquad (II.83)$$

где Q — тепловая мощность системы, Вт;

$k_{к.б}$ — коэффициент заполнения бака, равный 0,8;

r — теплота парообразования; при паре низкого давления она принимается равной 2260 кДж/кг;

ρ — плотность (объемная масса) конденсата при 90° С, равная 965 кг/м^3.

Производительность насоса $V_{нас}$, м^3, для перекачки конденсата принимают равной количеству конденсата, поступающего в течение 2 ч:

$$V_{нас} = 2V_{к.б}\, k_{к.б}. \qquad (II.84)$$

Давление $p_{нас}$, Па, которое должен развивать насос при перекачке конденсата, равно

$$p_{нас} = p_п + \Sigma (Rl + Z) + \rho g (\Delta h + 1), \quad (11.85)$$

где $p_п$ — расчетное давление пара в котле, Па;
$\Sigma (Rl + Z)$ — сумма гидравлических потерь во всасывающем и нагнетательном трубопроводах (трубопроводах от бака до котла), Па;
Δh — разность отметок нижнего уровня воды в конденсационном баке и уровня воды в котле, м;
ρ — плотность конденсата, кг/м³.

Насос следует устанавливать ниже уровня дна конденсационного бака настолько, чтобы гидравлическое давление столба конденсата от дна бака до оси насоса было больше сопротивления всасывающего трубопровода. Это предотвращает вскипание конденсата во всасывающем трубопроводе.

§ 92. Общестроительные работы, связанные с устройством систем водяного и парового отопления

Инженеры-строители, проектирующие здания, должны увязывать все конструкции и планировочные решения с габаритными и установочными размерами (монтажным положением) элементов системы отопления. В чертежах необходимо точно указывать размеры ниш для отопительных приборов и отверстий для трубопроводов, размеры фундаментов под оборудование и местоположение их по отношению к строительным конструкциям, расстояния от строительных конструкций до борова, дымовой трубы и др.

До начала монтажа системы отопления и оборудования котельной должны быть закончены следующие общестроительные работы:

а) подготовлены фундаменты для оборудования котельной и отверстия в них для анкерных болтов;

б) вчерне закончены междуэтажные перекрытия, стены и перегородки, на которых устанавливают отопительные приборы и другие элементы системы отопления;

в) подготовлены отверстия в перекрытиях, стенах и перегородках для пропуска в них трубопроводов;

г) установлены оконные коробки с рамами и подоконными досками;

д) полностью подготовлены в стенах борозды для трубопроводов (при скрытой прокладке);

е) оштукатурены поверхности стен в местах установки нагревательных приборов и прокладки трубопроводов;

ж) подготовлены подпольные каналы для прокладки в них магистральных трубопроводов;

з) нанесены трудносмываемой краской на внутренних стенах всех помещений здания отметки чистого пола.

Размеры отверстий и борозд в строительных конструкциях принимают по табл. II.20. Отверстия в фундаментах зданий и сооружений для ввода и выпуска теплопроводов наружных сетей теплоснабжения должны быть не менее 40×40 см.

При выполнении систем отопления индустриальными методами строительные конструкции не должны иметь отклонение в размерах больше, чем они допускаются техническими условиями на производство соответствующих видов работ. Так, например, отклонение осей отверстий в перекрытиях от общей вертикальной оси, проходящей через ось стояков, допускается не более ±10 мм; отклонение по осям отверстий для закладки анкерных болтов в фундаментах под насосы и вентиляторы — не более 10 мм; отклонение по высоте этажа между отметками чистых полов ±15 мм.

Отопительные бетонные панели устанавливают одновременно с возведением строительных конструкций. Поэтому при возведении этажа должны быть точно размечены места их установки и подготовлены отверстия для пропуска соединительных междуэтажных вставок. При устройстве фундаментов под насосы и вентиляторы следует строго руководствоваться проектом; большое внимание следует уделять мероприятиям по звукоизоляции и снижению вибрации.

Таблица II.20. Размеры отверстий и борозд в строительных конструкциях для трубопроводов системы отопления

Трубопровод	Размер отверстий при открытой прокладке, см	Размер борозды при скрытой прокладке, см	
		ширина	глубина
Стояк однотрубной системы	10×10	13	13
Два стояка двухтрубной системы	15×10	20	13
Подводки к приборам и «сцепки»	10×10	6	6
Главный стояк	20×20	20	20
Магистрали	25×30	—	—

Глава 16. СИСТЕМЫ ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

§ 93. Особенности систем панельно-лучистого отопления

В системах панельно-лучистого отопления в качестве нагревательной поверхности используют искусственно обогреваемые стены, потолок, пол или специально изготовленные панели приставного и подвесного типа.

Для получения таких поверхностей теплоотдачи в указанных конструкциях заделывают трубы небольшого диаметра (рис. II.80), прокладывают электрический кабель или устраивают воздуховоды и каналы.

Теплоносителем в системах панельно-лучистого отопления (как и в других системах) могут быть вода, пар, воздух или электричество.

Первые системы панельно-лучистого отопления с нагревателями из труб, заделанными в бетоне в стене и в полу, были осуществлены в Саратове в 1905 г. талантливым русским инженером В. А. Яхимовичем, а через 10 лет их насчитывалось по городам России уже более 100. Этот замечательный вклад в русскую отопительно-вентиляционную технику, удостоенный патентов в России, Англии и Германии, стал началом развития панельно-лучистого отопления.

Принципиальное отличие панельно-лучистого отопления от обычного водяного и парового с отопительными приборами, размещаемыми под окнами, заключается в том, что помещения обогреваются главным образом теплом, излучаемым нагретыми поверхностями ограждающих конструкций или специальных панелей. При нагревании потолка только 20—25% тепла отдается помещению путем конвекции.

Критерием эффективности любой системы панельно-лучистого отопления в гигиеническом отношении служит средняя поверхностная температура всех ограждений помещения, определяемая по следующей упрощенной формуле:

$$\tau_R = \frac{\tau_{пт} F_{пт} + \tau_{н.с} F_{н.с} + \tau_{ок} F_{ок} + \tau_{в.с} F_{в.с} + \tau_{пл} F_{пл}}{F_{пт} + F_{н.с} + F_{ок} + F_{в.с} + F_{пл}}, \qquad (II.86)$$

где $\tau_{пт}$, $\tau_{н.с}$, $\tau_{ок}$, $\tau_{в.с}$, $\tau_{пл}$ — средняя температура потолка, наружных стен со стороны помещения, окон, внутренних стен и пола, °С;
$F_{пт}$, $F_{н.с}$, $F_{ок}$, $F_{в.с}$, $F_{пл}$ — соответствующие поверхности ограждений, м².

Вычисленную по этой формуле температуру называют также средневзвешенной температурой.

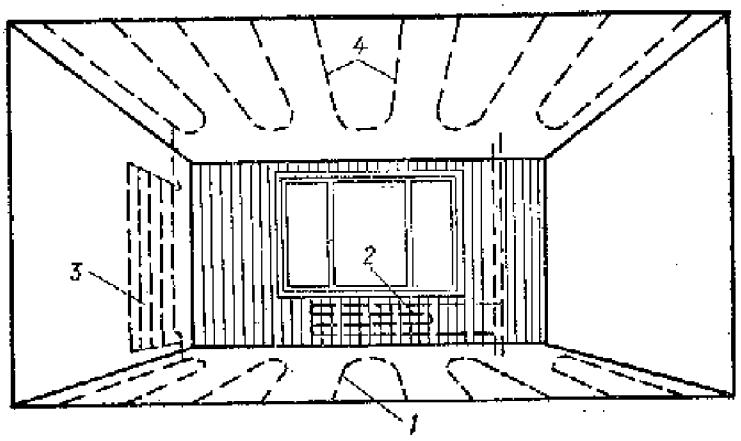


Рис. II.80. Схема размещения нагревательных элементов в ограждающих конструкциях здания

1 — в полу; *2* — в наружной стене; *3* — в перегородке; *4* — в перекрытии

Для нормального теплового ощущения в зимнее время средневзвешенная температура в жилом помещении должна составлять

$$\tau_R \approx 29 - 0{,}57t_в; \qquad (II.87)$$

Под системой панельно-лучистого отопления следует понимать такую систему, при которой средневзвешенная температура выше температуры воздуха, в то время как при конвективной системе отопления (посредством конвекторов или радиаторов) средневзвешенная температура ограждений всегда ниже температуры воздуха, так как ограждения обогреваются в основном этим же воздухом.

Системы панельно-лучистого отопления кроме очевидных гигиенических преимуществ перед другими системами имеют следующие технико-экономические достоинства: совмещение нагревательных элементов со строительными конструкциями; снижение расхода металла и трудовых затрат на монтаж; улучшение интерьера помещения.

К специфическим недостаткам панельно-лучистого отопления относятся следующие: непосредственное облучение мебели и других предметов, находящихся в помещении, что сопряжено с возможностью их порчи; большая тепловая инерция систем, осложняющая регулирование теплоотдачи панелей; опасность засоров труб и сложность их ликвидации.

Имеются разногласия по вопросу о долговечности нагревательных элементов из труб, заделанных в бетон, хотя практика эксплуатации систем панельно-лучистого отопления в течение 40—50 лет достаточно убедительно опровергает эти сомнения[1].

По конструктивному признаку системы панельно-лучистого отопления подразделяют на следующие основные виды: панельные стеновые системы отопления; системы отопления нагретым полом; системы лучистого потолочного отопления; системы отопления с подвесными излучающими панелями. Допустимая средняя температура поверхности подоконных панелей — до 95° С; стенных панелей в зоне выше 1 м над уровнем пола —45° С; потолка при высоте помещений до 3 м —30° С; пола — 25—28° С.

Во всех случаях марка бетона, в котором размещают нагревательные элементы, должна быть не менее 20 МПа при объемной массе не менее 2250 кг/м^3.

§ 94. Конструктивные решения панельно-лучистого отопления

Панельные стеновые системы отопления. Система с подоконными бетонными панелями, предложенная проф. И. Ф. Ливчаком, является при-

[1] К. В. Тихомиров. Опыт эксплуатации системы лучистого отопления. — Строительная промышленность, 1954, № 3.

мером дальнейшей разработки идеи стенового отопления В. А. Яхимовича (см. § 69). Эта система введена в практику жилищного строительства в 1952 г. и в настоящее время широко применяется в ряде городов Советского Союза и за рубежом.

Другим примером совершенствования панельного стенового отопления может служить система отопления с перегородочными бетонными панелями (рис. II.81), предложенная канд. техн. наук М. И. Киссиным и впервые осуществленная в 1954 г. в доме со стенами из кирпичных блоков. В последние годы эта система была модернизирована применительно к типовым проектам жилых зданий.

В 1961 г. Академией строительства и архитектуры УССР совместно с НИИ санитарной техники и оборудования зданий и сооружений (Киев) была разработана, а в 1962 г. стала применяться панельная система отопления крупнопанельных зданий (рис. II.82).

Стояки этой системы отопления служат одновременно нагревательными элементами панели и монтируются по П-образной схеме с расположением подъемного и опускного участков стояка в пределах одного помещения. В качестве теплоносителя применяют перегретую воду с параметрами 130—70° С. При монтаже системы отопления последовательно соединяют стояки по всей высоте дома специальными соединительными скобами.

Если нагревательные элементы при устройстве панельно-стенового отопления замоноличивают в наружные стены, в особенности в подоконные участки, то следует их наиболее тщательно изолировать со стороны стены, чтобы избежать значительных потерь тепла. Если же панели размещают в перегородках, то излишних потерь тепла можно не опасаться, так как теплоотдача другой стороной панели идет в смежное помещение.

Система отопления нагретым полом. В виде примера на рис. II.83 представлен план зала ожидания вокзала, который с 1952 г. отапливается нагретым полом. Длина зала 16, ширина 12,5 и высота 6,8 м. Регистры уложены в массу бетона пола, хорошо предохраняющего трубы от коррозии. Толщина слоя бетона от труб до поверхности пола 60 мм. Максимальная температура пола 30° С*.

Система отопления нагретым полом наиболее целесообразна для помещений большого объема, например вокзалов, ангаров, выставочных павильонов, спортивных залов и т. д. При этом здание может полностью отапливаться полом, а в некоторых случаях в нем могут быть и другие теплоотдающие поверхности (потолки, стены, радиаторы, конвекторы). Такой способ отопления можно также рекомендовать для жилых и общественных зданий (детских яслей-садов, лечебно-профилактических учреждений, бань и др.) с проветриваемыми подпольями в условиях Северной строительно-климатической зоны.

Для повышения температуры теплоносителя и более равномерного распределения тепла в панели над трубами нагревательного элемента прокладывают теплоизоляционный материал (рис. II.84). При такой заделке змеевика или регистра в бетон можно повысить температуру теплоносителя до 80—90° С при расстоянии между трубами 40 см и более, что значительно сократит расход металла и затраты труда.

Опыт эксплуатации системы отопления нагретым полом показывает большие преимущества ее перед обычной радиаторной. Температурный градиент воздуха по высоте помещения ниже, чем при любой другой системе. Эта система экономична как по первоначальным затратам, так и в процессе эксплуатации.

---

* Более подробно см.: **К. В. Тихомиров.** Опыт эксплуатации системы отопления нагретым полом и некоторые данные ее исследования. — Водоснабжение и санитарная техника, 1963, № 6.

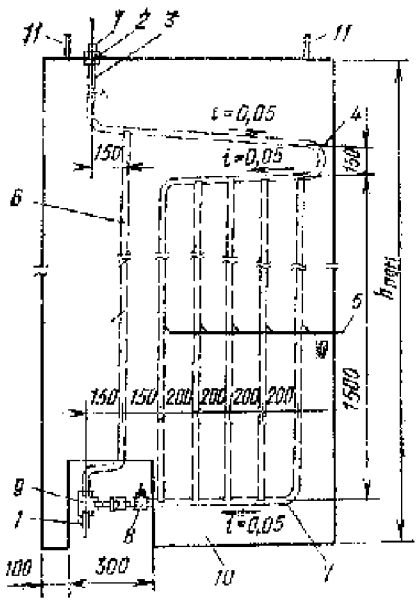
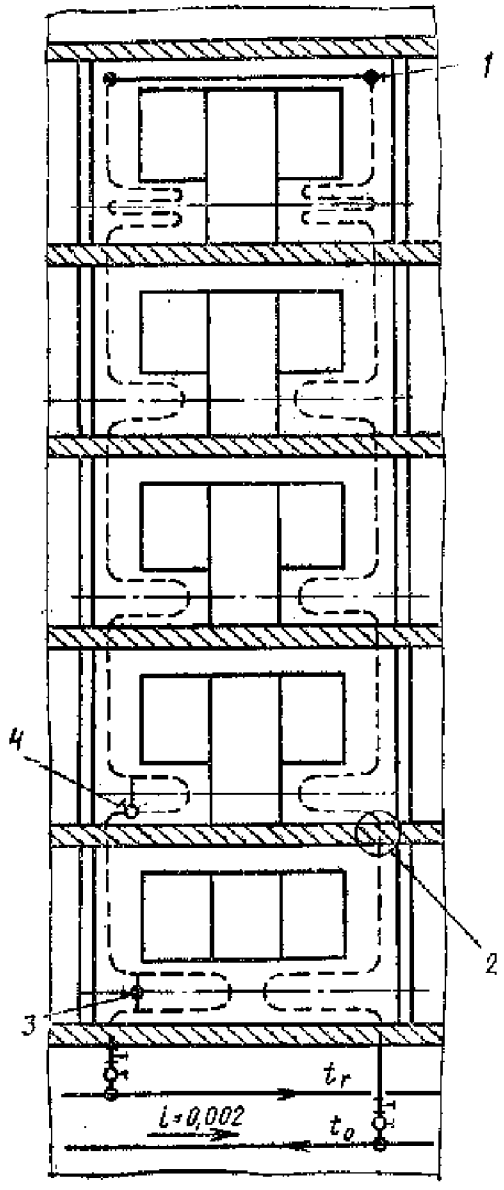


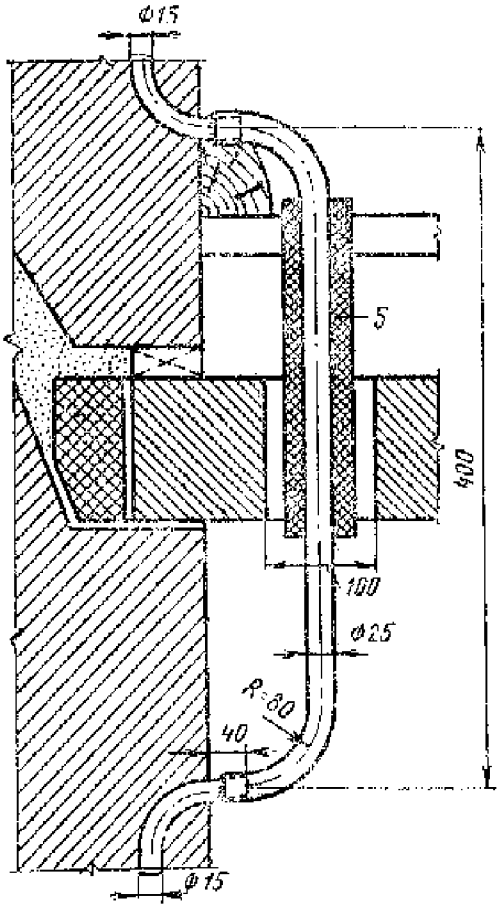
Рис. 11.81. Конструкция перегородочной отопительной панели

1 — металлическая пробка; *2* — муфта; *3* — участок стояка; *4* — верхний коллектор; *5* — трубы регистра; *6* — замыкающий участок; *7* — нижний коллектор; *8* — кран двойной регулировки; *9* — тройник; *10* — отопительная панель; *11* — подъемные петли

Рис. 11.82. Панельная система крупнопанельных зданий

1 — воздухоотводчик; *2* — монтажный стык; *3* — кран двойной регулировки; *4* — трехходовой кран; *5* — гильза





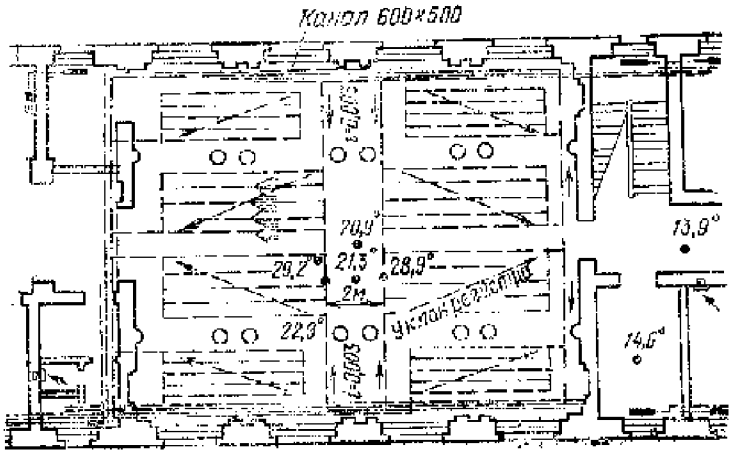


Рис. II.83. Система отопления нагретым полом

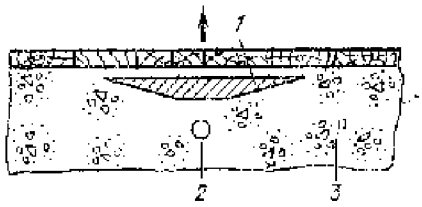


Рис. II.84. Отопление нагретым полом с термоизоляционной прокладкой над трубами, заделанными в бетоне

1 — термоизоляционная прокладка; *2* — труба; *3* — бетон

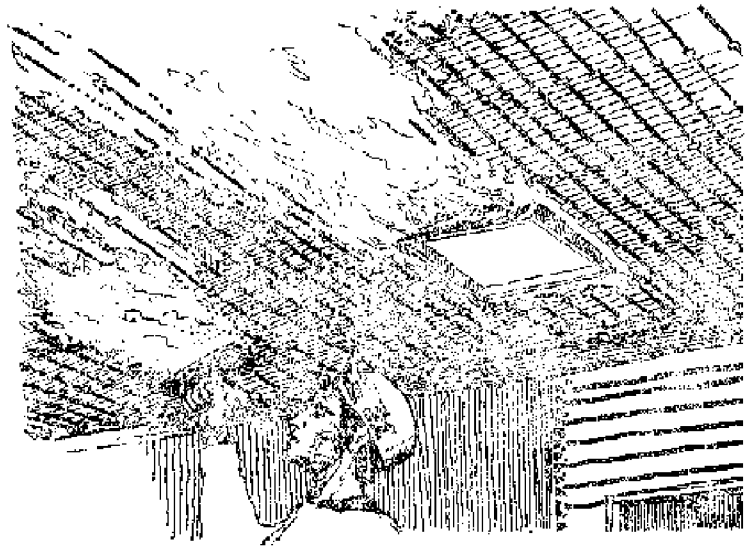


Рис. II.85. Система лучистого отопления с электрическим кабелем, заделываемым в потолке под штукатуркой

Системы лучистого потолочного отопления. В этой системе нагревательной поверхностью служит потолок. Передача тепла излучением, как было указано ранее, достигает 80—85% общей теплоотдачи. Системы потолочного отопления с замоноличенными в бетон трубами можно использовать в летнее время для охлаждения помещений[1]. Если по трубам проходит артезианская вода, то никаких дополнительных устройств не требуется.

На рис. II.85 показан укрепленный на потолке электрический кабель системы лучистого отопления с частично оштукатуренной поверхностью потолка. Расстояние между линиями кабеля 100—150 мм. Толщина слоя штукатурки обычно не превышает 2 см. В некоторых подобных конструкциях для укрепления кабеля на поверхности потолка натягивают металлическую сетку, которая также армирует слой штукатурки и способствует теплопереходу от кабеля к поверхности излучения.

[1] К. В. Тихомиров. Опыт использования систем лучистого потолочного отопления для охлаждения помещений в летнее время. — Водоснабжение и санитарная техника, 1958, №7.

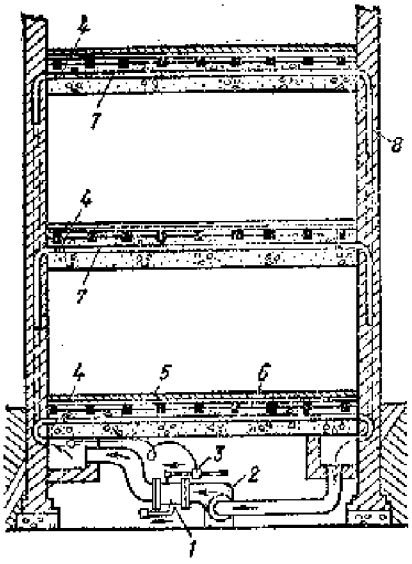


Рис. II.86. Схема лучистого отопления с циркулирующим теплым воздухом в каналах

1 — калорифер; *2* — вентилятор; *3* — контрольно-измерительные приборы; *4* — клапан; *5* — пастил пола; *6* — перекрытие; *7* — каналы в перекрытии; *8* — каналы в стене

Большой интерес для инженеров-строителей и инженеров по отоплению и вентиляции представляет **система лучистого отопления с теплым воздухом, циркулирующим в каналах ограждающих конструкций.** Принципиальная схема такой системы показана на рис. II.86. Поверхностями излучения в данной конструкции являются потолок, пол и стены. Воздух, подогретый в калорифере, нагнетается вентилятором в каналы перекрытия, предусмотренные над всей поверхностью потолка, откуда через каналы стены он поступает в более мелкие каналы, устроенные под полом, пройдя которые возвращается в калорифер. Умеренное и постоянное излучение тепла с поверхности потолка, стен и пола создает исключительно благоприятные микроклиматические условия в помещении.

Отопление посредством подвесных излучающих панелей. Этот способ отопления применяют еще очень редко. Однако в последние годы он начинает приобретать признание в ряде стран (Франции, Англии и др.). В качестве теплоносителя в подвесных панелях применяют перегретую воду и пар; площадь панелей составляет небольшую часть площади потолка.

§ 95. Участие инженера-строителя в проектировании и осуществлении систем панельно-лучистого отопления

Проектирование системы панельно-лучистого отопления здания начинается с выбора вида конструкции отопительных панелей и мест их расположения в помещении (стены, потолок, пол). Этот весьма важный вопрос инженер по отоплению и вентиляции решает совместно с инженером-строителем исходя из назначения помещений, конструктивных и планировочных решений здания, а также возможности заделки нагревателей в строительных ограждениях. При этом конструкции ограждений имеют всегда решающее значение.

В зданиях с трехслойными стеновыми панелями нагревательные элементы (змеевики из труб) целесообразно, например, заделывать в панели с максимальным приближением их в сторону помещения. В зданиях с несущими поперечными железобетонными стенами, изготовляемыми кассетным способом, нагревательные элементы можно размещать в стенах, предусматривая их двустороннюю теплопередачу. В отдельных случаях целесообразно заделывать нагревательные элементы в несущие колонны и другие конструктивные элементы здания. Если конструкцию здания нельзя использовать для заделки нагревательных элементов, делают встроенные или приставные бетонные отопительные панели.

Содружество инженера-строителя и инженера по отоплению и вентиляции в работе по проектированию здания с панельно-лучистым отоплением способствует выбору наиболее экономичных видов этого прогрессивного способа отопления. Совместная их работа особенно нужна при разработке лучистого отопления нагретым воздухом, чтобы технически правильно решить вопросы, связанные с герметичностью воздуховодов и каналов.

Вопросы технологии монтажа систем панельно-лучистого отопления и методы производства работ решаются так же, как и проектирование

этих систем, не изолированно, а в комплексе с производством всех других работ по возведению здания.

Специфика панельно-лучистого отопления сама по себе уже обусловливает параллельный метод работ, так как нагревательные элементы системы служат одновременно конструктивными строительными элементами. Основными условиями, обеспечивающими успешное выполнение работ по монтажу системы, являются:

а) доставка панелей с нагревательными элементами на объект строительства в сроки, предусмотренные графиком и технологической картой монтажных работ;

б) хорошее качество изготовления узлов и деталей системы отопления (соединительных скоб, отводов к магистральным трубопроводам и др.) и своевременная доставка их на объект строительства;

в) предотвращение засорения стояков и нагревательных элементов при монтаже панелей с помощью защитных колпаков и пробок;

г) обеспечение сохранности выступающих из панели частей при складировании и монтаже панелей;

д) монтаж панелей с нагревательными элементами параллельно с возведением строительных конструкций здания;

е) строгое соблюдение поэтажного совмещения вертикальных осей стояков;

ж) тщательная и своевременная подготовка отверстий в перекрытиях для пропуска соединительных скоб нагревательных элементов панелей.

Глава 17. ПЕЧНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

§ 96. Общие сведения. Современные требования, предъявляемые к печам

Печное отопление представляет собой довольно распространенный вид отопления малоэтажных зданий (преимущественно в сельской местности). Особенностью этого вида отопления является то, что генератор тепла и теплоотдающие поверхности совмещены и находятся в отапливаемом помещении.

Прежде недостатком печного отопления был низкий коэффициент полезного действия, обычно не превышающий 0,4. В современных печах он доходит до 0,75—0,85, и в настоящее время задача сводится не столько к конструированию новых, сколько к внедрению в практику имеющихся улучшенных печей.

Инженер-строитель должен популяризировать современные печи, активно участвовать в проектировании печного отопления и не допускать применение печей технически устаревших конструкций даже для отопления временных построек.

Согласно СНиП II-33-75, печное отопление можно применять в жилых домах до двух этажей включительно, в одноэтажных общежитиях с числом мест не более 25, в небольших одноэтажных зданиях лечебно-профилактических учреждений, в одноэтажных зданиях сельских школ, рассчитанных не более чем на 80 учеников, в одноэтажных зданиях детских дошкольных учреждений с числом мест не более 50 и дневным пребыванием детей, в зданиях зрелищных предприятий с числом мест до 100, в столовых с числом посадочных мест не более 50, в одноэтажных зданиях вокзалов вместимостью до 50 пассажиров и в сельских производственных зданиях площадью до 500 м^2.

Печное отопление в зданиях и помещениях категорий взрывной и пожарной опасности производств А, Б, В и Е, а также в зданиях любого

назначения выше двух этажей (с учетом цокольного этажа) устраивать запрещается.

К печам предъявляются следующие общие требования:

а) печь должна равномерно прогреваться, чтобы температурный градиент по высоте отапливаемого помещения был небольшим;

б) амплитуда колебания температуры воздуха в течение суток не должна быть более $\pm 3^\circ$ С;

в) температура поверхности печи в зданиях и помещениях дошкольных и лечебно-профилактических учреждений на всей ее площади не должна превышать 90° С.

В других зданиях и помещениях, в которых допускается устраивать печное отопление, можно иметь температуру поверхности печи 110° С — на площади не более 15% и 120° С — на площади не более 5% общей площади поверхности печи. Более высокая температура допускается лишь в помещениях с временным пребыванием людей и при обязательной установке экранов, предохраняющих от ожогов и снижающих излучение;

г) отделка наружной поверхности должна препятствовать скоплению на ней пыли (в лечебных и дошкольных учреждениях желательно облицовывать поверхность изразцами);

д) КПД должен быть возможно более высоким;

е) устройство печи должно исключать опасность возникновения пожаров;

ж) обслуживание должно быть простым и не требовать много времени;

з) срок службы должен быть 25—30 лет.

В технико-экономическом и санитарно-гигиеническом отношениях печное отопление имеет положительные и отрицательные стороны.

К положительным свойствам печного отопления относятся: более низкая стоимость устройства по сравнению с другими видами отопления; малый расход металла; возможность применения любого вида топлива; сравнительно высокий КПД; обеспеченность воздухообмена в помещениях, так как во время топки печи происходит подсос воздуха в топливник для поддержания процесса горения и поступление чистого воздуха извне; бо́льшая отдача тепла помещению излучением (до 50%) по сравнению с радиаторами центрального отопления, где этот вид передачи тепла — излучение — составляет не более 25%.

К недостаткам печного отопления относятся: значительная площадь, требуемая для хранения топлива, потеря полезной площади, занимаемой печами; опасность в пожарном отношении при невыполнении указанных выше правил; загрязнение помещений при очистке печи от золы и шлаков и доставке топлива; более высокая по сравнению с центральным отоплением амплитуда колебания температуры воздуха в течение суток; опасность отравления окисью углерода при нарушении правил эксплуатации печи.

§ 97. Классификация печей

Печи подразделяют на отопительные, отопительно-варочные, варочные и специального наначения.

Отопительные печи, отличающиеся от печей другого назначения большой разновидностью, принято классифицировать по теплоемкости, схеме движения газов, форме и этажности, материалу, из которого они кладутся, температуре нагрева стенок печи и способу отвода газов.

По теплоемкости различают печи теплоемкие и нетеплоемкие.

К теплоемким относятся печи с активным объемом не менее 0,2 м^3 при толщине наружной стенки не менее 4 см, а в пределах топливника — не менее 6 см. Под активным объемом понимается нагревающийся массив печи, включая пустоты. Для определения этого объема площадь

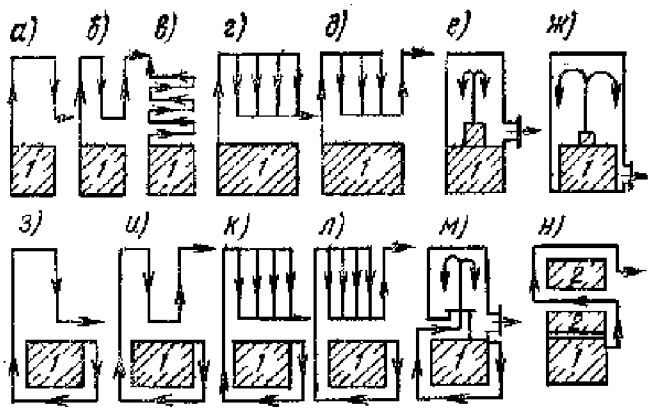


Рис. II.87. Схема движения газа в печах

1 — топливник; *2* — воздушная камера

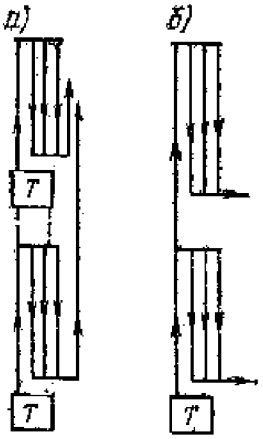


Рис. II.88. Схема двухъярусной и двухэтажной печей

топливника по наружному обмеру умножают на высоту печи от уровня колосниковой решетки до верха перекрытия при толщине последнего 14 см и до низа перекрытия при толщине более 14 см.

Теплоемкие печи в свою очередь делятся на толстостенные — с толщиной всех стенок от 12 см и более и тонкостенные — с толщиной стенок топливника до 12 см и других стенок — до 7 см.

К нетеплоемким относятся печи, изготовляемые из чугуна и листовой стали, иногда с внутренней футеровкой толщиной до 4—6 см.

В зависимости от принятой схемы движения газов различают печи: а) канальные, в которых газы движутся по каналам (рис. II.87, *а* — *д*); б) бесканальные, так называемые колпаковые, без дымооборотов, со свободным движением газов внутри колпака, расположенного над топливником (рис. II.87, *е* и *ж*); в) смешанные — с комбинированным движением газов, а также с нижним прогревом (рис. II.87, *з* — *м*) и с воздухонагревательной камерой (рис. II.87, *н*).

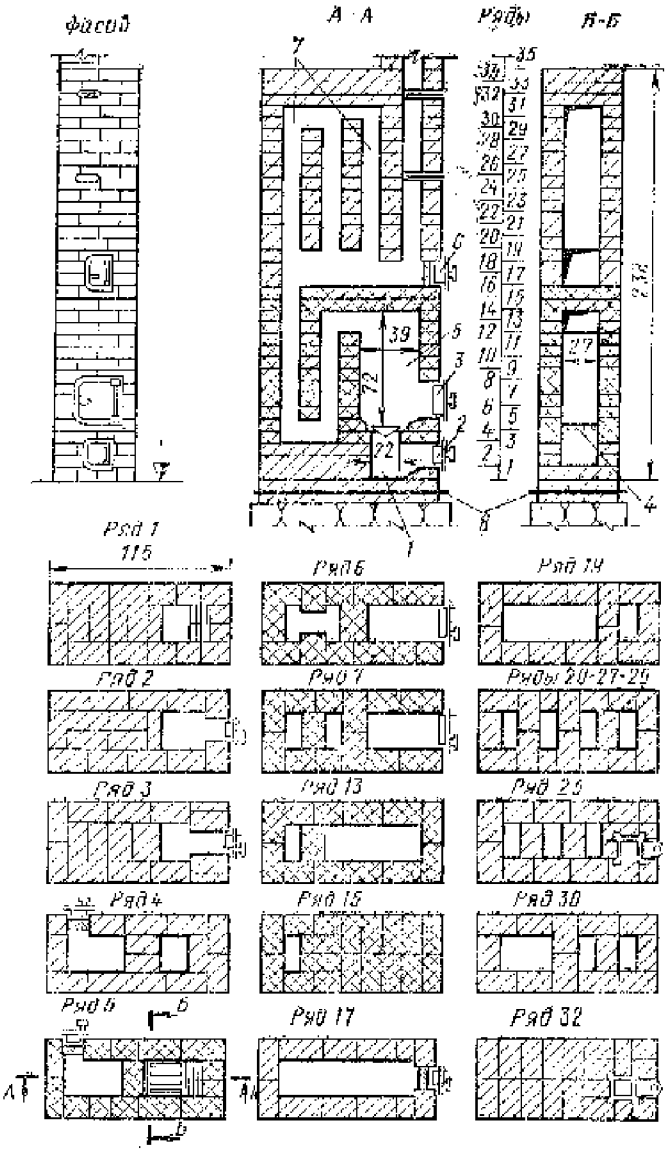


Рис. II.89. Печь нижнего прогрева с теплоотдачей 3000 Вт

1 — зольник; *2* — поддувальная дверка; *3* — топочная дверка; *4* — колосниковая решетка; *5* — топливник; *6* — прочистка; *7* — газоходы; *8* — гидроизоляция

По форме в плане печи могут быть прямоугольные, квадратные, круглые, угловые (треугольные) и многоугольные. Наиболее часто применяются прямоугольные, реже — круглые печи.

По этажности печи разделяют на одноэтажные, двухъярусные с расположением печи второго этажа на массиве печи нижнего этажа (рис. 11.88, *а*), двухэтажные с общим топливником в первом или подвальном этаже (рис. 11.88, *б*).

Наибольшее применение получили одноэтажные печи. Двухъярусные печи в невысоких помещениях экономичнее одноэтажных по затрате материалов и рабочей силы. Однако капитальный ремонт нижней печи может вызвать повреждение печи второго этажа. Двухэтажные печи не отвечают эксплуатационным требованиям и распространения не получили.

В зависимости от основного материала, из которого устраивают печи, их разделяют на печи из мелких элементов, преимущественно из кирпича; печи сборно-блочные (из керамических и жаростойких бетонных блоков), металлические (чугунные и стальные).

По температуре нагрева стенок печи подразделяют на печи умеренного прогрева — с температурой наружной поверхности печи не выше 80—90° С, печи повышенного прогрева — с температурой наружной поверхности на отдельных участках до 120° С и средней температурой поверхности до 90° С.

По способу отвода дымовых газов печи подразделяют на печи с насадными трубами, установленными непосредственно на печи; печи с внутристенными дымовыми каналами, прокладываемыми в кирпичных стенах; печи с отводом дымовых газов в коренную трубу, устраиваемую отдельно на самостоятельном фундаменте.

§ 98. Материалы и изделия, применяемые для устройства печей

Материалы, применяемые для устройства печей, разделяют на основные и вспомогательные. К основным материалам относят кирпич, глину, песок, цемент, известь, бутовый камень, к вспомогательным — листовую и профильную сталь, проволоку, гвозди, строительный войлок, асбест, печные изразцы и кафели.

Для кирпичных печей употребляют кирпич глиняный обыкновенный красный пластического прессования, тугоплавкий (типа гжельского) и огнеупорный шамотный. Нельзя применять дырчатый и щелевой кирпич. Тугоплавкий и огнеупорный кирпич используют для футеровки топливника и первых газоходов. Он обладает большой прочностью и огнестойкостью.

Печной массив выкладывают на глиняном растворе, состоящем из смеси глины, песка и воды. В зависимости от того, какую часть печи и из какого кирпича выкладывают, применяют глину обыкновенную, или тугоплавкую гжельскую, или огнеупорную.

Песок, используемый в растворах для кладки печей, должен быть мелкозернистым (с крупностью зерен не более 1 мм) и не содержать каких-либо органических примесей. Песок прибавляют только к обыкновенной и тугоплавкой глине; к огнеупорной глине прибавляют мелко измельченный шамот в пропорции 1 : 1.

Для сборно-блочных печей употребляют жароупорную бетонную смесь в соотношении масс 1 : 4 : 0,3 (цемент, крупные заполнители, добавки). В качестве вяжущих материалов для фундаментов под печи и трубы, а также для кладки коренных труб и оголовков труб, расположенных выше крыши, применяют цемент и известь.

На облицовку стенок воздушных камер печей, устройство футляров и для противопожарных мероприятий идет листовая кровельная сталь. Профильную сталь в виде швеллеров, уголков, двутавровых балок и др. применяют для изготовления каркаса печей, устройства основания под печи и для других целей. Листовой и шнуровой асбест как несгораемый

минеральный материал прокладывают между рамками печных приборов и кладкой.

В противопожарных целях применяют войлок строительный. Перед употреблением его вымачивают в глиняном растворе, в результате чего он становится несгораемым, более прочным и в нем не заводится моль.

К готовым изделиям, используемым при устройстве печей, относятся печные приборы: дверки и полудверки, дымовые задвижки и вьюшки, поворотные заслонки, колосниковые решетки и др.

§ 99. Конструкции печей

Печь состоит из трех основных частей: топливника, газоходов и дымовой трубы. Воздух, необходимый для горения топлива, поступает через поддувальную дверцу в поддувало и далее через колосниковую решетку в топливник.

Ниже приводятся некоторые наиболее типичные конструкции печей.

Печь нижнего прогрева с движением газов по комбинированной системе каналов (последовательных, параллельных) показана на рис. II.89. Размер печи 115×51×231 см. Тепловая мощность ее $Q=3000$ Вт.

Коэффициент неравномерности теплоотдачи (отношение амплитуды колебания теплоотдачи печи к средней теплоотдаче печи) $M=0{,}3$. В теплотехническом отношении конструкция печи весьма рациональна благодаря хорошему прогреву низа печи. По своей форме в плане печь данного типа удобно устанавливать в перегородке для отопления двух комнат с топкой из коридора. Порядовки печи дают представление о том, как надо ряд за рядом выполнять кладку печи снизу доверху. На чертежах в специальных альбомах даются все порядовки печи.

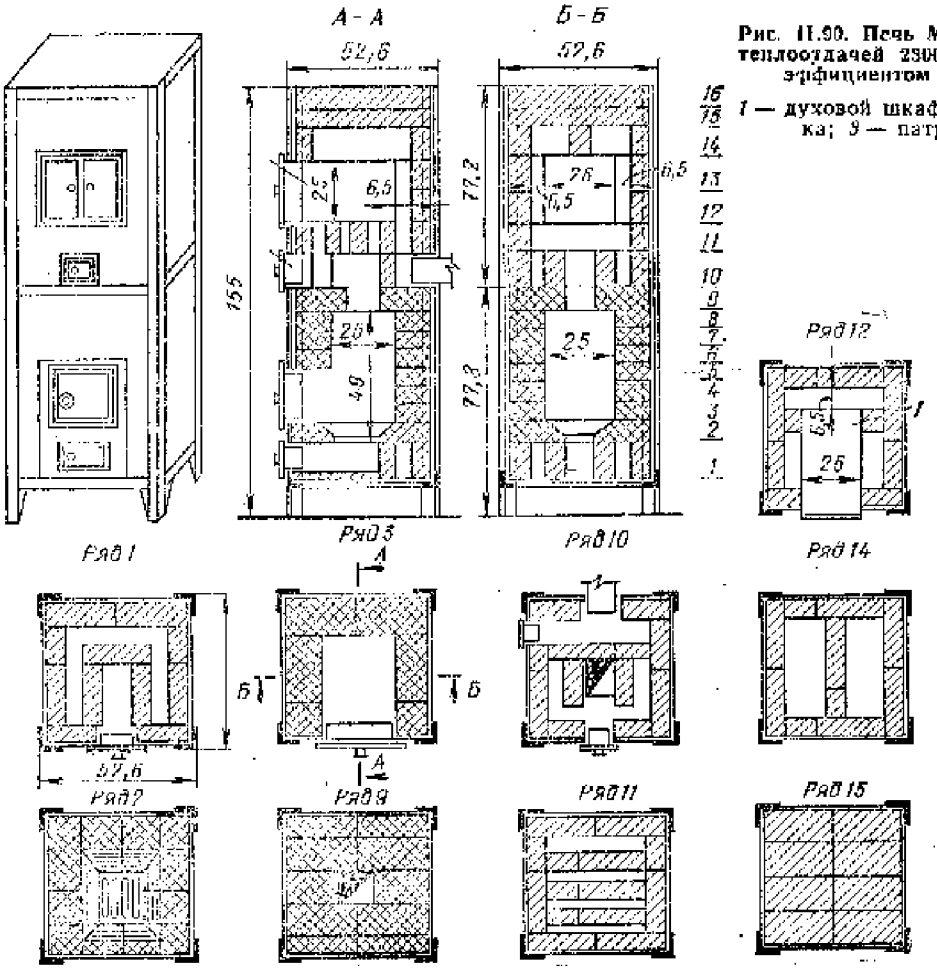


Рис. II.89. Печь МВМС-103 с теплоотдачей 2300 Вт и коэффициентом $M=0{,}6$

1 — духовой шкаф; *2* — чистка; *3* — патрубок

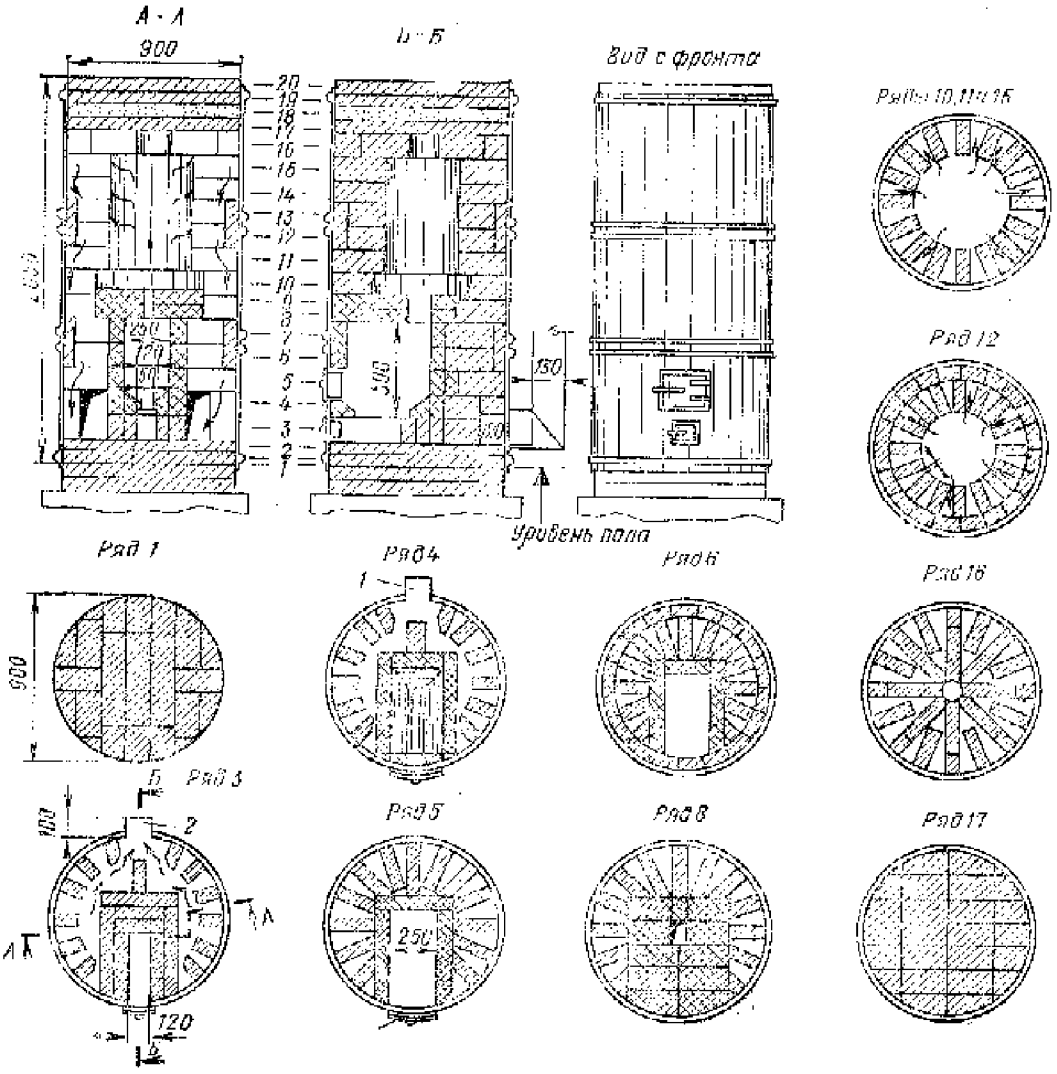


Рис. 11.81. Печь «Геркулес»
1 — патрубок *d* = 125; *2* — выход дыма

Из печей индустриального типа повышенного прогрева на рис. 11.90 показана каркасная печь МВМС-103. По системе газоходов эта печь относится к канальным одноборотным печам. Восходящий канал устроен в центре печи, опускные же каналы (по существу один общий канал с рассечками) — кругом него по всему периметру печи.

Тепловая мощность каркасных печей от 1200 до 3500 Вт. Топливники их — универсального типа, пригодные для сжигания дров, торфа, каменного угля и антрацита. Каркас и облицовка облегчают кладку печи. Самая большая печь такого типа может быть возведена в течение 3—4 ч.

Теплоемкая печь высокого прогрева «Геркулес» в металлическом футляре показана на рис. 11.91. Тепловая мощность этой печи при двухразовой топке в сутки составляет 7000 Вт. Печь бесканальная и имеет оригинальную конструкцию. Стенки печи футеруют не сплошь, а отдельными поясами в местах соединения звеньев футляра для обеспечения герметичности. Продукты сгорания из топливника выходят в камеру, образованную торцами радиально сложенных кирпичей. Отсюда они проходят через вертикальные щели, образуемые ребрами кладки, к наружным металлическим стенкам футляра, спускаются вдоль них к низу печи и отводятся в дымоход. Средняя температура поверхности печи в момент максимального натопа достигает 140°С. Печь рекомендуется к применению для отопления временных построек на строительной площадке.

Большое распространение, особенно в сельских местностях, имеет универсальная отопительно-варочная, так называемая русская, печь. Она проста по конструкции и используется для различных хозяйственно-бытовых нужд: отопления помещений, приготовления пищи, выпечки хлеба, запарки корма для скота, нагревания воды и др.

На рис. II.92 показана современная русская печь, разработанная И. С. Подгородниковым. Эта печь состоит из двух камер: верхней — варочной и нижней — отопительной. Варочная камера почти такая же, как в обычной русской печи. Устье камеры плотно закрывается заслонкой. Отопительная камера расположена под подом. Из варочной камеры дымовые газы через ряд отверстий в поду вдоль боковых стенок опускаются в нижнюю камеру. Здесь они отдают тепло стенкам, столбикам, нижней поверхности пода и водогрейной коробке, охлаждаются и уходят наружу через дымовую трубу.

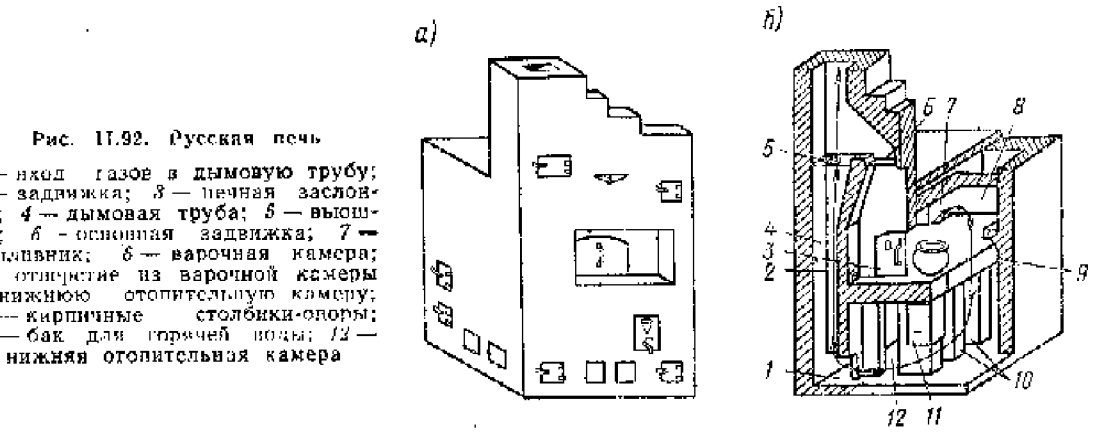


Рис. II.92. Русская печь

1 — вход газов в дымовую трубу; *2* — задвижка; *3* — печная заслонка; *4* — дымовая труба; *5* — вьюшка; *6* — основная задвижка; *7* — топливник; *8* — варочная камера; *9* — отверстие из варочной камеры в нижнюю отопительную камеру; *10* — кирпичные столбики-опоры; *11* — бак для горячей воды; *12* — нижняя отопительная камера

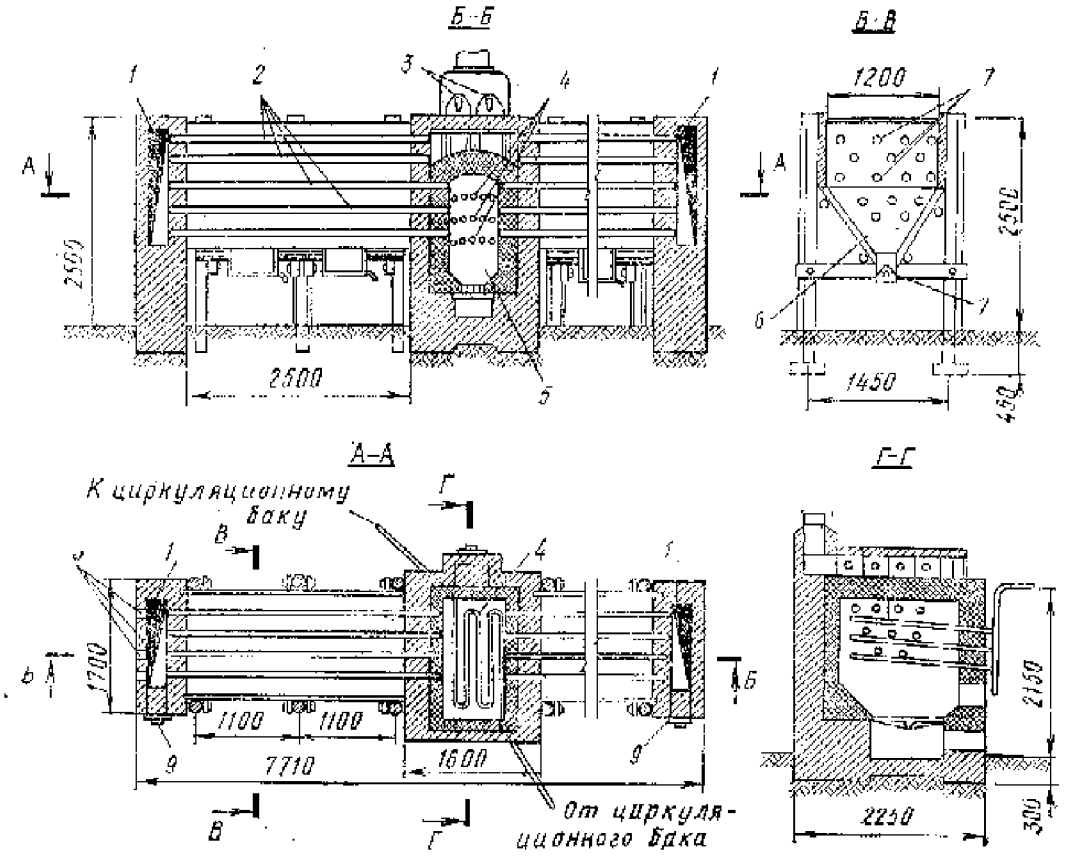


Рис. II.93. Печь для подогрева сыпучих строительных материалов

1 — камеры-коллекторы; *2* — стальные трубы; *3* — шиберы; *4* — змеевик; *5* — топливник; *6* — бункер; *7* — чистка труб; *8* — секторный затвор; *9* — чистка коллектора

Печь рассчитана на разные режимы топки. Летом ее топят как обычную русскую печь, закрывая газам ход в нижнюю камеру. Зимой, наоборот, разогревают весь теплоаккумулирующий массив печи снизу доверху. Русская печь И. С. Подгородникова, как и все печи с нижним обогревом, поддерживает почти одинаковую температуру по всей высоте помещения: разница температур у пола и потолка обычно не превышает 2—3°.

В последние годы в связи с резко увеличивающейся добычей природного газа в СССР большое число печей переведено на газ и, кроме того, сконструировано несколько новых типов печей, рассчитанных для сжигания в них газа.

Из печей специального назначения на рис. II.93 показана печь для подогрева сыпучих строительных материалов. Эта печь состоит из топливника, нескольких рядов стальных труб, размещенных в бункерах. Материалы загружают в бункера сверху, выгружают через воронки с секторными затворами *8*. Для выключения из работы правого или левого бункера на выпускных газоотводящих каналах имеются шиберы *3*.

§ 100. Фундаменты и основания под печи

Печи должны устраиваться на специально подготовленных фундаментах или основаниях, обеспечивающих их прочность и пожарную безопасность.

Печи в первом этаже (без подвала) устраивают на самостоятельном фундаменте. Кладка фундамента не должна соединяться с кладкой стены здания ввиду разных нагрузок, а следовательно, и различных осадок фундаментов стены и печи. Если печь ставят у стены здания, то между фундаментами стены и печи оставляют промежуток 3—5 см, засыпаемый песком.

Для фундамента можно использовать бутовый камень, обыкновенный глиняный кирпич (лучше железняк), бетонные блоки. По верху фундамента укладывают первый ряд хорошо обожженного кирпича с выравниванием верхней поверхности смешанным или цементным рас-

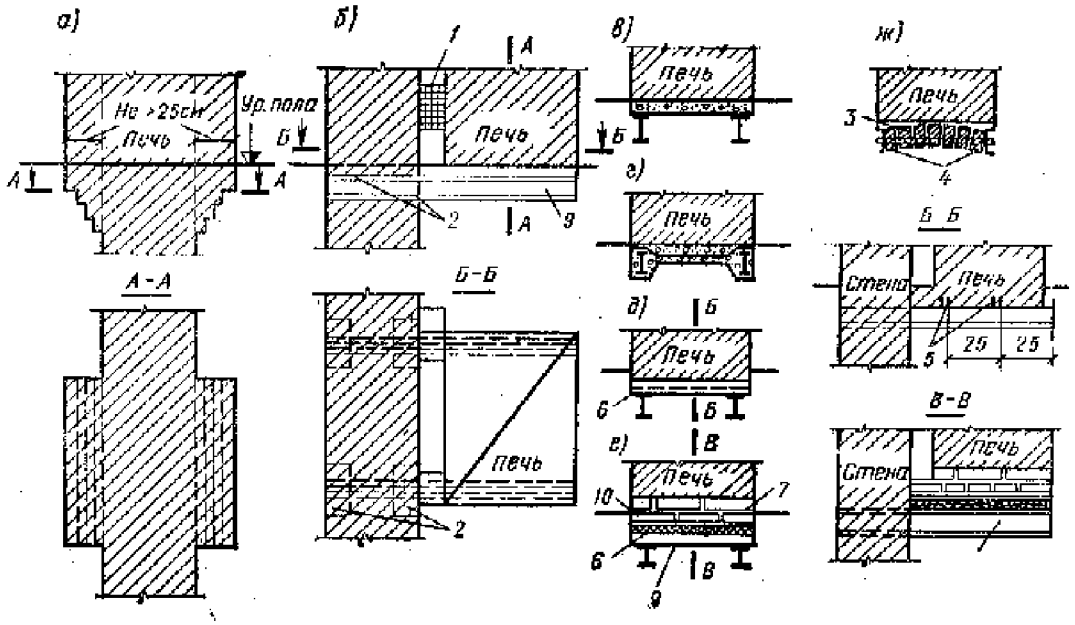


Рис. II.94. Основания печей верхнего этажа в каменном здании

а — на стенс; *б* — на консольных металлических балках; *в* — из сборных железобетонных плит, уложенных на балках; *г* — из монолитной железобетонной плиты; *д* — из уголков с укладкой кирпича по их полкам; *е* — деревянное; *ж* — в виде кирпичного свода; *1* — металлические решетки; *2* — подкладки; *3* — кирпичный свод; *4* — стяжной болт; *5* — уголки; *6* — кровельная сталь; *7* — два ряда кирпичей; *8* — двухтавровая балка; *9* — деревянный антисептированный настил; *10* — два слоя войлока, смоченного в глиняном растворе

твором. Затем укладывают гидроизоляцию, состоящую из двух слоев рубероида, пергамина или толя, а сверху — два ряда кирпичной кладки.

Согласно существующим нормам, печи массой до 750 кг устанавливают непосредственно на несгораемом перекрытии, несущими конструкциями которого служат железобетонные плиты и балки. Прочность конструкции перекрытия на восприятие нагрузки от печи должна быть проверена расчетом. Если масса печей больше 750 кг, то в первом этаже над подвалом или в верхних этажах их устанавливают на специальных основаниях, заделываемых в кирпичных стенах (рис. II.94).

В деревянных двухэтажных зданиях основанием для печи второго этажа может служить печь первого этажа или консольные балки, заделываемые в коренную трубу в процессе ее кладки.

§ 101. Дымовые трубы и каналы

Для отвода дымовых газов от печей, как уже указывалось, устраивают насадные и отдельно стоящие (коренные) дымовые трубы или внутристенные дымовые каналы.

В кирпичных зданиях следует устраивать дымовые каналы во внутренних капитальных стенах. В некоторых случаях приходится прокладывать дымовые каналы в наружных стенах. При этом возможна конденсация водяных паров и смолистых веществ, потеря тяги и пр., что заставляет утолщать стену с таким расчетом, чтобы расстояние от дыма до наружной поверхности стены было только на 1/2 кирпича меньше общей толщины стены. Конденсация водяных и смолистых веществ из дымовых газов возможна не только в каналах наружных стен, но и в каналах, устроенных во внутренних стенах лестничных клеток.

На рис. II.95 показана темно-серая пятнистая полоса на поверхности внутренней стены лестничной клетки жилого дома против дымохода плиты ресторана, находящегося в первом этаже. Такая обильная конденсация водяных паров и смолистых веществ на поверхности дымохода произошла из-за того, что в сильные морозы температура в лестничной клетке понизилась до отрицательной.

Дымовые каналы должны быть вертикальными. Если почему-либо приходится отводить каналы в сторону, то «увод» канала допускается на расстояние не более 1 м и под углом не менее 60° к горизонту. Толщина стенки дымовых каналов должна быть не менее 1/2 кирпича. Рядом с дымовыми каналами рекомендуется предусматривать вентиляционные вытяжные каналы.

Размещение дымовых и вентиляционных каналов в стене двухэтажного здания и порядок присоединения их к общей головке трубы показаны на рис. II.96.

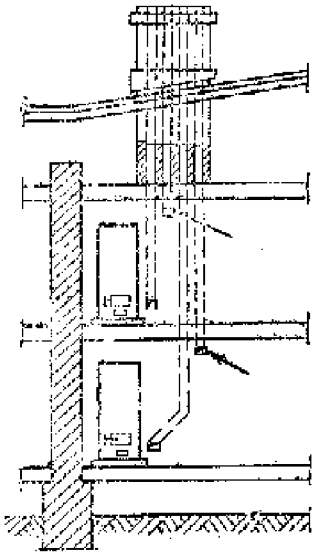
Для обеспечения хорошей тяги высота трубы, считая от уровня колосниковой решетки до устья трубы, должна быть не менее 5 м и должна выводиться выше крыши здания в зависимости от расстояния до ее конька, как показано на рис. II.97.

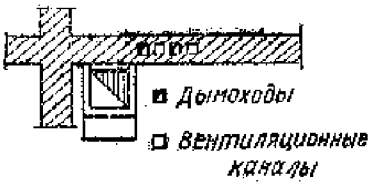
При устройстве дымовой трубы в местах прохода головки через крышу выкладывают напуск кирпича. Щели между трубой и кровлей тщательно заделывают листовой сталью.

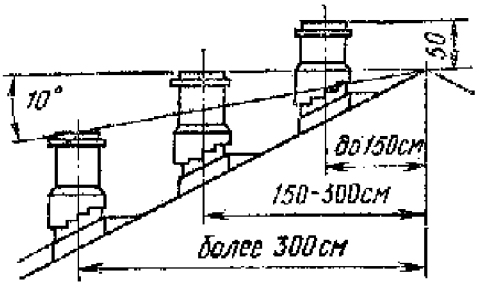
Размеры дымовых труб и каналов определяют исходя из скорости движения дымовых газов 1,5 м/с. Температуру газов в дымовой трубе или канале принимают 130—150° С в зависимости от рода сжигаемого топлива. Наименьший размер площади сечения дымовой трубы 1/2×1/2 кирпича, т. е. 140×140 мм, для печей с тепловой мощностью при двух топках в сутки не более 3500 Вт и 1/2×1 — кирпич — при большей тепловой мощности.

Печь присоединяют к внутристенному каналу или отдельно стоящей трубе через короткий кирпичный патрубок или перекидной кирпичный









11.95 | 11.97б
11.97

Рис. 11.95. Загрязнение поверхности стены против дымохода в результате конденсации водяных паров и смолистых веществ из дымовых газов

Рис. 11.96. Размещение дымовых и вентиляционных каналов в стене двухэтажного здания

Рис. 11.97. Схема выдач дымовых труб над крышей здания

рукав, длина которого не должна быть больше 2 м. Для патрубков и рукавов можно использовать армированные жаростойкие бетонные трубы, а также напорные асбестоцементные трубы без стыков по длине с изоляцией их слоем асбеста толщиной 3 см и со штукатуркой по металлической сетке.

§ 102. Кладка печей и отделка их наружных поверхностей

Кладка кирпичных печей должна вестись в соответствии с правилами на производство и приемку каменных и печных работ (СНиП III-В.4-72). При этом необходимо:

1) строго придерживаться чертежа печи, точно соблюдая раскладку кирпичей и перевязку швов согласно порядовкам; до устройства перекрытия (перекрыши) печи проверять и очищать газоходы;

2) в местах, где сгораемые части здания (стены, перегородки, перекрытия и т. п.) примыкают к дымовым трубам и каналам, а также к вентиляционным каналам, если они располагаются рядом с дымовыми каналами, предусматривать разделки, т. е. утолщение в кирпичной кладке труб и стен с дымовыми каналами, а также другие противопожарные мероприятия;

3) при кладке обыкновенного глиняного кирпича горизонтальный шов делать толщиной не больше 5 мм, а из тугоплавкого и огнеупорного кирпича — 3 мм;

4) кладку в зоне топливника или его футеровку выполнять из тугоплавкого или огнеупорного кирпича с приготовлением соответствующего раствора;

5) в печах с металлическим футляром тщательно заполнять раствором зазор между футляром и кладкой по ходу кладки отдельных звеньев;

6) печные приборы устанавливать и закреплять по ходу ведения кладки; рамки топочных дверок по периметру следует обертывать асбестом и закреплять их с помощью специальных лапок, которыми они снабжены.

Комнатные печи, сложенные из обыкновенного кирпича без металлического футляра, как правило, облицовывают изразцами или штукатурят. Облицовывают печи также специальными цветными глазурованными плитками. Печи облицовывают изразцами одновременно с выполнением кирпичной кладки, с креплением изразцов между собой и с кладкой.

Оштукатуривание поверхности печей обходится значительно дешевле облицовки ее изразцами или глазурованными плитками. Лучшие составы (по объему) следующие: 1 ч. гипса+2 ч. извести+1 ч. песка+ +0,2 ч. асбеста № 6, 7; 1 ч. глины +1 ч. извести +2 ч. песка +0,1 ч. асбеста.

Оштукатуривание печей начинают после полной их просушки и протопки. Раствор наносят в два слоя. Первый слой раствора жидкий, второй — более густой. Толщина штукатурки не более 1 см. Оштукатуренные печи обтягивают плотной марлей в два слоя и окрашивают клеевой краской в белый цвет или под цвет стен.

§ 103. Проектирование печного отопления

Проектирование печного отопления, как правило, ведется одновременно с разработкой архитектурно-планировочной части проекта здания.

Печи обычно располагают у внутренних капитальных стен, в которых удобно размещаются дымовые каналы. Наиболее целесообразна с теплотехнической точки зрения открытая установка печи, при которой вся ее теплоотдающая поверхность одинаково отдает тепло непосредственно в помещение. Так установлены печи в комнатах 101, 102, 203 и 204 в жилом доме, план которого показан на рис. II.98.

Если здание имеет коридор (общежития, гостиницы, медико-санитарные учреждения, школы), печи следует располагать так, чтобы топочные дверки были обращены в коридор.

Печь, предназначенную для отопления двух-трех помещений, следует располагать так, чтобы теплоотдача поверхности, обращенной в каждое помещение, соответствовала теплопотерям.

Нецелесообразно устанавливать печь вплотную к стене, так как стороны печи, примыкающие к стене, не будут участвовать в обогревании помещения. Чтобы использовать теплоотдачу всей поверхности, печь устанавливают с отступом от стены, как показано на рис. II.98 (комнаты 108 и 205).

При составлении проекта печного отопления следует предусматривать только типовые конструкции печей, испытанные в лаборатории и проверенные в эксплуата-

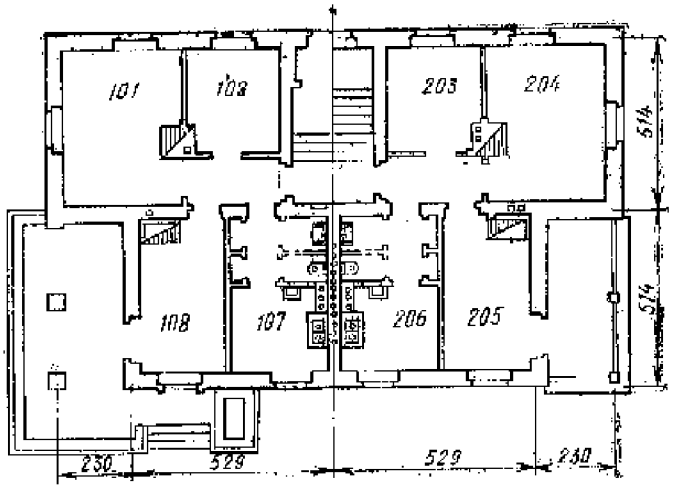


Рис. II.98. Размещение печей в плане здания

Таблица II.21. Поправочный коэффициент к величинам тепловой мощности печей

Вид поверхности и размер отступки	Поправочный коэффициент
Отступка или воздушная камера	
открытая с обеих сторон или закрытая с боков, но открытая снизу и сверху, шириной 13 см и более	1
открытая с обеих сторон, шириной от 7 до 13 см	0,75
закрытая, с нижней и верхней решетками живым сечением не менее 150 см² каждая	0,5
Перекрыша при высоте печи 2,1 м и менее	
толщина перекрыши 14 см и менее	0,75
то же, более 14 до 21 см включительно	0,5

Примечание. Устройство отступок менее 7 см не разрешается.

ции. Чертежи печей с указанием их тепловой мощности изданы отдельными атласами и приведены в справочной литературе.

Исходными данными для подбора печей являются подсчитанные теплопотери помещений. Тепловая мощность теплоемких печей при двухразовой топке должна соответствовать теплопотере помещения при расчетной температуре наружного воздуха для центрального отопления.

При установке печей у стен и перегородок с отступами и без них к величине паспортной тепловой мощности следует вводить поправочные коэффициенты, приведенные в табл. II.21.

Таблица II.22. Коэффициент теплопоглощения поверхности ограждения B (при двух топках в сутки)

Ограждение	B, Вт/(м²·К)
Наружные стены	
Кирпичная стена со штукатуркой	
на холодном растворе	5,2
» теплом »	5,13
Деревянная стена (рубленая брусковая)	
без штукатурки	3,63
с известковой штукатуркой	4,3
Внутренние стены и перегородки	
Кирпичная стена на холодном растворе со штукатуркой	5
Деревянная стена (рубленая, брусковая или дощатая) $\delta \geqslant 50$ мм	
без штукатурки	3,37
с известковой штукатуркой	4,21
Дощатая перегородка 40 мм	
без штукатурки	2,91
со штукатуркой	4,21
Чердачные перекрытия	
Деревянный потолок без штукатурки при $\delta \geqslant 25$ мм	3,63
Конструкция, состоящая из дощатой подготовки $\delta \geqslant 20$ мм, известковой штукатурки 20 мм	4,3
Междуэтажные перекрытия	
Деревянный потолок:	
без штукатурки при $\delta \geqslant 25$ мм	3,37
со штукатуркой 20 мм при $\delta \geqslant 20$ мм	4,21
Полы	
Полы на лагах над холодным подпольем и полы утепленные	2,99
Деревянный настил пола в междуэтажном перекрытии	2,83
Окна и двери	
Окна и застекленные двери	
одинарные	5,81
двойные	2,67
Деревянные внутренние двери	2,91

Для окончательного решения о выборе той или иной печи определяют амплитуду колебания температуры воздуха A_t, °С, в помещении по формуле

$$A_t = 0{,}7\frac{mQ}{B_0 F_0}, \qquad (II.88)$$

где m — коэффициент неравномерности теплового потока печи, принимаемый по ее паспорту;
Q — расчетные теплопотери помещения, Вт;
B_0 — коэффициент теплопоглощения поверхности ограждения, Вт/(м²·К);
F_0 — площадь наружных и внутренних ограждений помещения (по внутренним размерам), м².

Значения коэффициента B при двух топках в сутки для некоторых ограждающих конструкций приведены в табл. II.22. Если амплитуда колебания A_t будет больше допустимой нормами ($\pm 3°$ С), то подбирают другую печь с меньшим коэффициентом неравномерности. При коэффициенте $m > 0{,}2$ проверять A_t не требуется. Снизить A_t можно также некоторым изменением конструкции ограждений и уменьшением теплопотери помещения.

Глава 18. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ СТРОИТЕЛЬСТВА

§ 104. Потребители и источники теплоснабжения

На строительной площадке тепло потребляется: 1) на производство строительных работ — оттаивание мерзлых грунтов паровыми иглами, подогрев воды и песка, приготовление бетонов и растворов, для ускорения твердения бетонов и др.; 2) на технологические нужды производственных предприятий (в пропарочных камерах, сушилках, автоклавах и др.); 3) на отопление тепляков, производственных и административных зданий; 4) на временный обогрев и сушку строящихся зданий.

На крупных строительствах потребителями могут быть также бани, прачечные, дезинфекционные камеры, столовые и др.

Лучшим источником теплоснабжения в районе строительства является ТЭЦ или котельная большой мощности. Если этих источников нет или использовать их не представляется возможным, то строят местные котельные.

Для местных котельных и тепловых сетей на строительной площадке следует, если это возможно, использовать отдельные элементы постоянного теплоснабжения. Для крупного строительства целесообразно предусматривать более мощные источники теплоснабжения. Котельные малой мощности, рассредоточенные на строительной площадке, невыгодны, стоимость их эксплуатации по сравнению с крупными котельными значительно выше.

Временные котельные, сооружаемые на строительной площадке небольших объектов с коротким сроком строительства, должны быть, как правило, инвентарного типа, передвижные или сборно-разборные, чтобы их можно было использовать и на других стройках. Такие котельные выпускаются промышленностью как с водогрейными, так и с паровыми котлами.

Для стационарных котельных установок в строительстве используют те же котлы, что и для отопительных и отопительно-производственных котельных малой и средней мощности.

Котельные на строительстве, хотя бы и временного характера, необходимо оборудовать механизацией топливоподачи и золоудаления, а также складом для хранения топлива. Тип котлов и топок следует подбирать по роду местного топлива, а при его отсутствии ориентироваться на наиболее дешевое привозное топливо.

При стационарных котельных производительностью 10 т пара в 1 ч и больше в некоторых случаях целесообразно устанавливать турбогенератор для выработки электроэнергии.

§ 105. Расчет мощности источников тепла, требуемой для обслуживания нужд строительства

Мощность источника тепла рассчитывают исходя из максимального расхода в зимнее время и среднего расхода в остальное время года с учетом отдельных этапов строительства. В начале строительства потребность в тепле может быть удовлетворена небольшой передвижной котельной или несложной тепловой установкой. По мере развертывания строительно-монтажных работ потребность в тепле возрастает.

Количество тепла Q, Вт, потребляемого на производственные нужды, определяют по формуле

$$Q = \frac{\Sigma V q_0}{z} m, \qquad (11.89)$$

где ΣV — физический объем работ, требующих обеспечения их теплом, определяемый проектом организации работ;
q_0 — удельный расход тепла на единицу объема работ, принимаемый по данным справочной литературы, Вт;
z — расчетное время потребления тепла, ч;
m — коэффициент неравномерности потребления тепла, принимаемый равным 1—1,1.

Примерные расходы тепла на производственные нужды строительства приведены в табл. 11.23.

Таблица 11.23. **Расход тепла на производственные нужды строительства**

Вид расхода	Расход тепла на 1 м³, тыс. Вт
Оттаивание грунтов:	
песчаных	20
глинистых	25
Подогрев воды до 75° С паром	85
Подогрев бетонных конструкций	240
Бетонирование в тепляках	160
» полов на грунте	220

Количество тепла Q, необходимое для отопления зданий, принимают по данным проекта или определяют по удельной тепловой характеристике (см. § 67). Однако следует при этом учитывать, что теплопотери здания в первый год эксплуатации его на 25—30% больше, чем в последующие годы.

Ориентировочный расход тепла Q, Вт, на отопление тепляка определяется по формуле

$$Q = MVk_{ср}(t_в - t_н)\alpha, \qquad (11.90)$$

где M — модуль поверхности, т. е. отношение поверхности охлаждения тепляка к его объему;
V — объем тепляка;
α — коэффициент, учитывающий продуваемость ограждающих конструкций тепляка и равный 1,5—3;
$k_{ср}$ — средний коэффициент теплопередачи всех ограждающих конструкций тепляка, Вт/(м²·К).

Если в тепляке производят оттаивание и подогрев материала, то требуемое для этого тепло учитывают при расчете расхода тепла на отопление.

Мощность котельной установки ΣQ, Вт, или другого источника покрытия расходов тепла определяют по формуле

$$\Sigma Q = (Q_1 + Q_2 + Q_3 + \ldots)\beta_1\beta_2, \qquad (II.91)$$

где Q_1, Q_2, Q_3 — суммарные количества тепла, потребного на производственные, технологические, отопительные и другие нужды строительства, Вт;
β_1 — коэффициент на неучтенные расходы тепла в сети (1,05—1,15);
β_2 — коэффициент на потери тепла в сети (1,1—1,6).

График расхода тепла составляется на основе следующих данных:

1) расход тепла на производственные и технологические нужды соответственно календарному плану строительства и распределению по времени выполнения различных видов работ;

2) расход тепла на отопление административных и других зданий, а также на обогрев и сушку строящихся зданий по месяцам года.

§ 106. Сушка строящихся зданий

Основными источниками влажности в здании в период его строительства являются: влага, внесенная со строительными изделиями и материалами, — так называемая построечная технологическая влага; атмосферная влага в виде осадков дождя и снега и водяные пары, содержащиеся в воздухе. Обычно перед началом отделочных работ влажность приближается к максимальной.

Содержание построечной технологической влаги в строительных материалах и изделиях может быть очень высоким и зависит от технологического процесса изготовления и качества сушки их, технологии внутренних работ и других факторов.

В табл. II.24 приведены данные о построечной технологической влажности некоторых строительных материалов и изделий.

Таблица II.24. **Построечная технологическая влажность строительных материалов и изделий**

Материалы и изделия	Плотность (объемная масса), кг/м³	Влажность, %
Кирпич красный и силикатный в сплошной кладке в виде блоков и панелей	1800—1900	8—5
Бетон тяжелый монолитный	2000	15
Панели внутренних стен и плиты перекрытия из плотного силиката	1900	10
Пенобетон товарный	400—500	30—25
Керамзитобетонные панели	1100—1200	18—12
Штукатурка известковая и из сложного раствора	1400—1600	30
Гипсобетонные перегородки	800	15—10
Железобетонные крупноразмерные изделия	2100	8—6
Столярные изделия (оконные переплеты, дверные полотна)	450	15—10
Лесоматериал пиленый	600	25—50

При длительном хранении строительных материалов и изделий на открытом воздухе, в особенности материалов, отличающихся повышенной сорбционной способностью, влагонасыщенность их значительно возрастает.

Атмосферная влага поступает в период строительства наземной части здания до устройства кровли.

Для приближенного определения количества атмосферной влаги G_w, кг, вносимой в строящееся здание, может служить формула

$$G_w = \Sigma (G_o - G_u)(F_г a_г + F_в a_в), \qquad (II.92)$$

где G_o — среднее количество осадков, выпадающих на 1 м² площади в течение срока строительства наземной части здания до устройства кровли, кг;
G_u — среднее количество влаги, испаряющейся с 1 м² площади в период строительства здания до устройства кровли, кг;

$F_г$ — площадь конструкций одного этажа, расположенных горизонтально, м²;
$F_в$ — площадь конструкций одного этажа, расположенных вертикально, м²;
$a_г$ — коэффициент, учитывающий сорбционную способность горизонтально расположенных конструкций (0,5—0,8);
$a_в$ — коэффициент, учитывающий сорбционную способность вертикально расположенных конструкций и количество выпадающих косых дождей (0,1—0,4)

Значения G_0 и $G_и$ принимают по данным метеорологических станций.

Наблюдениями на стройках выявлены средние величины накопления влаги в крупнопанельных и кирпичных зданиях к началу производства отделочных работ в них (табл. II.25).

Таблица II.25. Ориентировочное количество влаги, поступающей в здание при его строительстве, т/тыс. м³

Тип здания	Технологическая	Атмосферная	Всего
Крупнопанельное	12—12,5 (из них 75% вносится при монтаже, 25% — при «мокрых» процессах)	2—4,5 (из них минимум принимать для зданий, монтаж которых производится в осенне-зимний период 1,5—2 месяца; максимум принимать для зданий с более длительным сроком строительства)	14—16
Кирпичное	15—17 (из них 50% вносится при строительстве, 50% — при «мокрых» процессах)	—	17—21

Снижение построечной технологической и атмосферной влаги в строящихся зданиях имеет большое практическое значение, особенно в условиях влажного климата или при большом количестве выпадающих осадков. Многие внутренние работы могут успешно проводиться только при определенной температуре воздуха и достаточно сухих конструкциях здания.

Для ускорения сушки конструкций здания и обеспечения надлежащих условий для производства работ в настоящее время используют не только системы отопления, но и специальные тепловые установки. Ниже приводятся некоторые наиболее характерные типы этих установок. На рис. II.99 показан воздухонагреватель конструкции В. Г. Лактюхова, работающий на жидком топливе. Запас топлива в баке предусмотрен на непрерывную работу воздухонагревателя в течение 14 ч. Топливо (соляровое масло) поступает по питательному трубопроводу самотеком в бескомпрессорную форсунку. Площадь поверхности нагрева теплообменников составляет 13,5 м². Тепловая мощность воздухонагревателя до 150 кВт, температура нагретого воздуха до 140° С, расход горючего 18 кг/ч. Воздухонагреватель устанавливают у входа в здание на предварительно выровненную площадку. Масса агрегата в сборе с обмуровкой составляет 1760 кг.

На рис. II.100 показан универсальный строительный воздухонагреватель УСВ-300 производительностью 4500 м³/ч. Воздухонагреватель УСВ-300 состоит из корпуса цилиндрической формы, теплообменника, универсальной горелки, работающей как на жидком, так и на газообразном топливе, центробежного вентилятора для подачи воздуха в горелку, осевого вентилятора для подачи воздуха в теплообменник и топливной аппаратуры.

Для улучшения эвакуации продукта сгорания топлива из теплообменника в выхлопной патрубок вмонтирована эжекционная труба, по которой с большой скоростью проходит воздух от вентилятора.

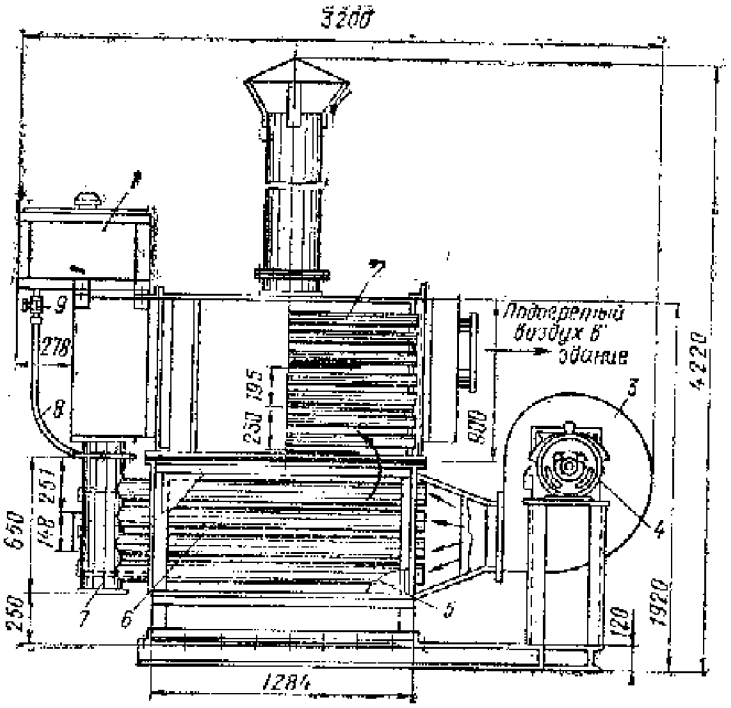


Рис. II.99. Воздухонагреватель

1 — бак с горючим; *2* — основной теплообменник; *3* — вентилятор; *4* — электродвигатель; *5* — дополнительный теплообменник; *6* — камера сгорания; *7* — коллектор; *8* — питательная трубка; *9* — кран пробочный

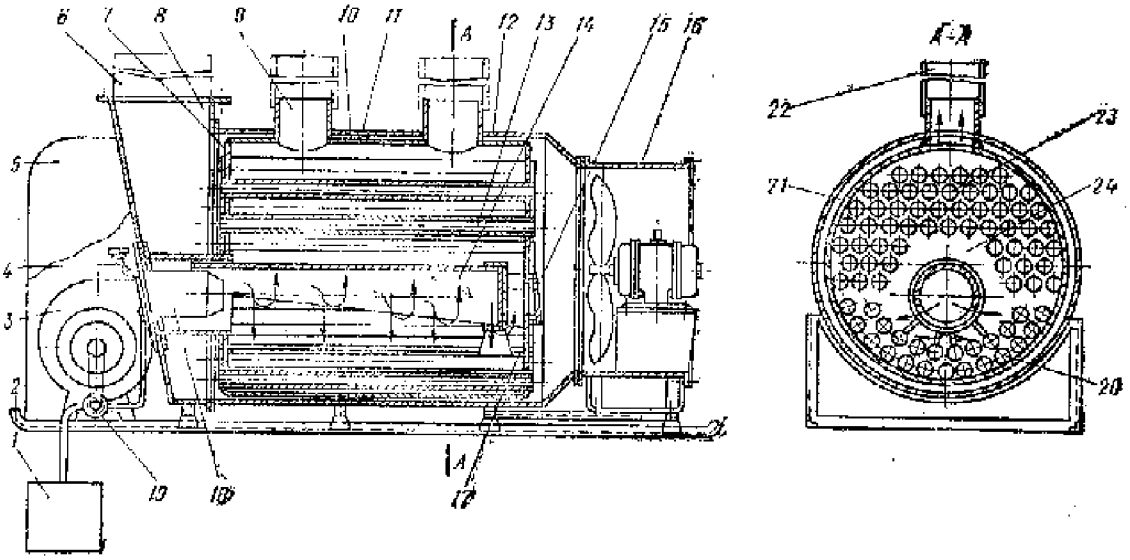


Рис. II.100. Универсальный воздухонагреватель УСВ-300

1 — емкость для топлива; *2* — рама-салазки; *3* — центробежный вентилятор; *4* — газовый патрубок; *5* — автоматика управления; *6* — трубопровод нагретого воздуха; *7* — передняя и задняя стенки теплообменника; *8* — патрубок; *9* — дымовые трубы; *10* — теплообменник; *11* — воздушные каналы; *12* — корпус; *13* — труба; *14* — стабилизатор; *15* — предохранительный клапан; *16* — осевой вентилятор; *17* — горелка; *18* — топливный насос; *19* — деталь; *20*, *23* — верхний и нижний пучки труб; *21* — воздушный канал; *22* — удлинитель дымовой трубы; *24* — камера догорания

Воздухонагреватель УСВ устанавливают на расстоянии не ближе 3 м от обогреваемого здания. При нормальной работе воздухонагревателя температура нагретого воздуха должна находиться в пределах 80—100° С. Это достигается путем изменения подачи топлива и воздуха в горелку.

Универсальные строительные воздухонагреватели изготовляют нескольких моделей производительностью до 30 000 м³/ч (УСВ-850). Для обогрева и сушки помещений объемом до 50 м³ рекомендуется воздухонагреватель УСВ-10 производительностью 250 м³/ч.

Для сушки оштукатуренных поверхностей и для обогрева стыков железобетонных конструкций применяют терморадиационные калориферы БИС и БИК (рис. II.101). Тепловая мощность терморадиационных ка-

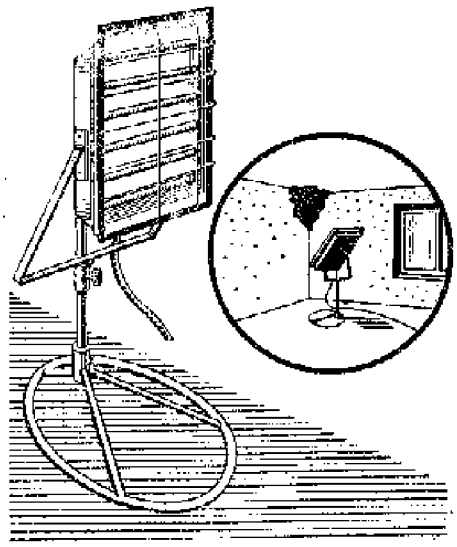


Рис. II.101. Терморадиационный калорифер

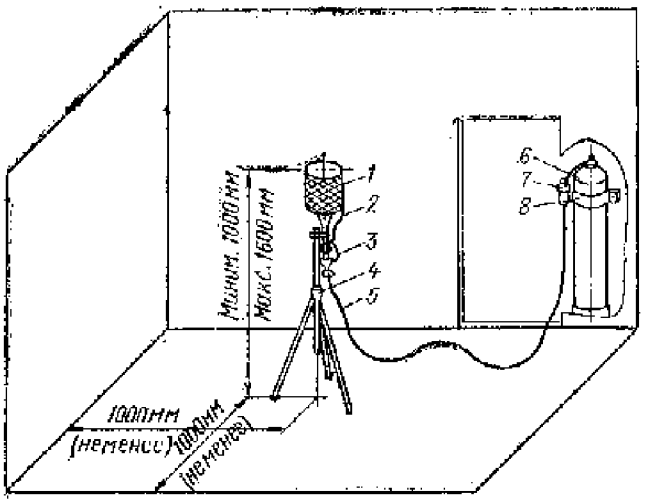


Рис. II.102. Схема установки инфракрасного излучения типа «Фонарь»

1 — горелка; *2* — термопары; *3* — электромагнитный клапан; *4* — подставка; *5* — шланг; *6* — баллон; *7* — редуктор; *8* — хомут

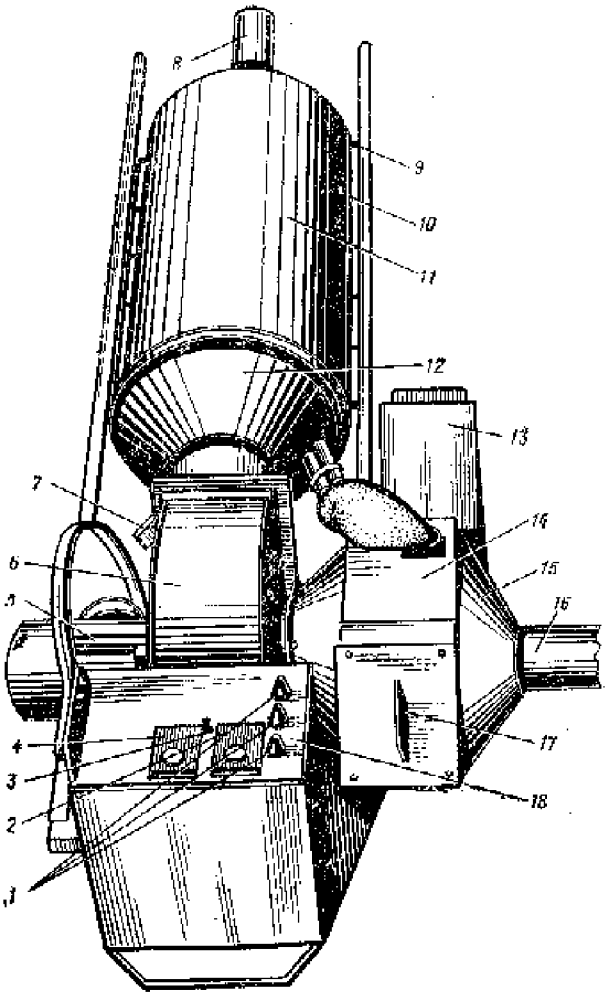


Рис. II.103. Элекровоздухонагреватель ЭВП-1

1 — лампы сигнализации; *2* — кнопки управления теплообменником; *3* — кнопки управления вентилятором; *4* — переключатель режима управления; *5* — электромотор вентилятора; *6* — вентилятор; *7* — регулятор температуры воздуха на ступенях; *8* — насадок для сосредоточенного выпуска нагретого воздуха; *9* — терморегулятор; *10* — трубчатая рама с колесами; *11* — теплообменник; *12* — конус переходной; *13* — переключатель пусковой; *14* — силовой трансформатор; *15* — конус с фильтром; *16* — патрубок для забора холодного воздуха; *17* — переключатель ступенчатого регулирования температуры нагретого воздуха; *18* — пульт управления

лориферов до 15 кВт. Калориферы БИС-10А имеют систему автоматического регулирования для поддержания в заданных пределах температуры воздуха и обогреваемой поверхности.

На рис. II.102 показана установка инфракрасного излучения типа «Фонарь», работающая на сжиженном газе. Горелка этой установки имеет цилиндрическую огневую насадку, состоящую из 50 керамических плиток. Высота горелки регулируется специальным установочным винтом. Тепловая мощность установки при оптимальном режиме работы 20 кВт. С помощью такой установки свежеоштукатуренное помещение площадью 18—20 м^2 высушивается за 30—32 ч. Сушку штукатурки следует начинать с нижней части стен, располагая излучатели вдоль стен на расстоянии от нее не менее 100 см.

На рис. II.103 показан электровоздухонагреватель ЭВП-1. Его техническая характеристика: производительность 550 м^3/ч, потребляемая мощность 13,5 кВт. ЭВП-1 имеет двенадцать ступеней регулирования

температуры воздуха на выходе от 40 до 110° С. Заданная температура поддерживается автоматически.

Потребная тепловая мощность установки для сушки зданий определяется по формуле

$$Q = 1{,}2\,(Q_1 + Q_2 + Q_3) - Q_4, \qquad (11.93)$$

где $Q_1 = rG/z$ — количество тепла, необходимого для испарения влаги из конструкций здания, Вт;
$Q_2 = c_p(t_в - t_н)L$ — количество тепла, необходимого для нагревания подаваемого в помещение воздуха, Вт;
Q_3 — теплопотери через ограждающие конструкции здания, Вт;
Q_4 — тепловая мощность постоянно действующей системы отопления, Вт;
1,2 — коэффициент запаса на неучтенные потери;
G — количество испаряемой влаги;
r — расход тепла на испарение 1 кг влаги;
z — продолжительность сушки;
L — воздухообмен, необходимый для удаления испаряющейся влаги, м³/ч.

Общее количество влаги G, подлежащей испарению из конструкций зданий, подсчитывается по данным построечной и допустимой влажности.

Для ориентировочного расчета тепловой мощности сушильных агрегатов можно пользоваться табл. II.25 и II.26.

Таблица II.26. **Общий расход тепла Q на удаление влаги, тыс. Вт**

Количество влаги на 1000 м³ объема, тыс. кг	Средняя температура наружного воздуха, °С	Продолжительность сушки, ч							
		72	96	120	144	168	192	216	240
21	−20	302,4	248,3	215,7	194,2	178,6	166,9	158,2	150,8
	−10	283,2	229,1	196,5	175,1	159,3	147,7	138,9	131,7
	0	264,2	210,1	177,6	156,3	140,4	128,7	120,0	112,7
	+10	245,3	191,2	158,6	137,1	121,4	109,8	101,1	93,7
	+20	226,3	172,4	139,8	118,2	102,6	92,9	89,0	74,9
17	−20	257,6	214,6	188,4	171,5	159,3	150,3	142,9	138,2
	−10	238,4	195,4	169,2	152,3	140,1	130,8	123,7	118,0
	0	219,6	176,4	150,3	133,4	121,2	111,9	104,8	92,2
	+10	200,5	157,5	131,3	114,4	102,2	92,9	85,8	80,1
	+20	181,7	138,6	112,3	95,6	83,3	74,6	65,8	61,2
14	−20	227,7	186,7	170,7	156,4	146,4	143,0	132,7	128,4
	−10	202,3	172,9	151,5	137,2	127,2	119,6	113,5	108,8
	0	189,6	154,0	132,6	118,3	108,3	100,6	94,6	89,9
	+10	170,6	135,0	113,6	99,3	89,3	81,6	75,6	74,4
	+20	151,6	116,1	92,0	80,5	70,5	62,7	56,7	52,1

Количество влаги G, кг, подлежащей испарению из оштукатуренных поверхностей для производства малярных работ, определяется по формуле

$$G = g_1F_1 + g_2F_2 + g_3F_3 + \ldots + g_nF_n, \qquad (11.94)$$

где g_1, g_2, g_3... — количество влаги, подлежащей испарению, кг (табл. II.27);
F_1, F_2, F_3, ... F_n — площади отдельных поверхностей, штукатурка которых выполнена по различным основаниям или различными растворами, м².

Количество воздуха L, м³/ч, которое должно быть подано в помещение для удаления из штукатурки испаряющейся влаги:

$$L = \frac{G1000}{z\,(d_{уд} - d_{пр})\,\rho}, \qquad (11.95)$$

где z — продолжительность сушки штукатурки, ч;

Таблица II.27. Количество влаги, подлежащей испарению из 1 м² штукатурки, кг

Окраска оштукатуренной поверхности	При основании под штукатурку			
	каменном		деревянном	
	штукатурный раствор			
	известковый	известково-цементный	известковый	известково-гипсовый
Масляная	**6**	**5**	8	6
Клеевая	6	5	8	5
Известковая	5	4	7	5

$d_{уд}$ — влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения, г/кг сухого воздуха;
$d_{пр}$ — влагосодержание приточного воздуха, г/кг сухого воздуха;
ρ — плотность приточного воздуха, кг/м³.

Значения $d_{уд}$ и $d_{пр}$ определяются по I—d-диаграмме или по таблице «Физические свойства влажного воздуха» [24, 28].

Для приближенного расчета относительную влажность воздуха помещения можно принимать равной 80%, а приточного воздуха — 70%.

Глава 19. ГАЗОСНАБЖЕНИЕ

§ 107. Транспортирование газа на большие расстояния

Природные (естественные) газы, добываемые из газовых или из газонефтяных месторождений, транспортируются на расстояния протяженностью в тысячи километров по трубам, прокладываемым в земле.

Магистральный трубопровод, по которому газ транспортируется от промысла или газобензинового завода до города, представляет собой комплекс сооружений: собственно газопровод с ответвлениями, компрессорные станции (КС) для перекачки газа и газораспределительные станции (ГРС). Компрессорные станции, находящиеся на расстоянии 120—150 км одна от другой, обеспечивают подачу газа с давлением $p_{изб}$ до 5 МПа к ГРС, которые являются головными сооружениями при вводе газа в населенный пункт. На ГРС газ проходит через фильтры, регуляторы давления, одорируется[1]. Давление газа, поступающего с ГРС в газораспределительные сети, обычно не превышает 1,2 МПа.

§ 108. Газовые распределительные сети

По газовым распределительным сетям, проложенным на территории города или другого населенного пункта, газ подается к потребителям.

В зависимости от максимального рабочего давления, МПа, газораспределительные сети подразделяются на газопроводы:

низкого давления	до 0,005
среднего	» 0,005—0,3
высокого	» 0,3—0,6
то же	» 0,6—1,2

К газопроводам низкого давления подключаются жилые и общественные здания и мелкие коммунально-бытовые предприятия. Газопроводы среднего и высокого давления $p_{изб}$ до 0,6 МПа служат для питания газовых распределительных сетей низкого давления через газорегуляторные пункты (ГРП), а также крупных потребителей газа (промышленных предприятий, хлебозаводов, бань и др.).

[1] Одоризация — подмешивание к газу сильнопахнущих веществ (одорантов): паров этилмеркаптана, пропилмеркаптана и др.

По схеме питания потребителей газораспределительные сети подразделяются на одноступенчатые, двухступенчатые, трехступенчатые и многоступенчатые. Применение той или иной схемы определяется величиной населенного пункта, планировкой его застройки, расположением жилой (селитебной) и промышленных зон и расходом газа отдельными потребителями.

В небольших населенных пунктах с малым расходом газа осуществляется одноступенчатая система низкого давления. В средних городах применяются главным образом двухступенчатые системы, а в крупных — трехступенчатые (или многоступенчатые), так как при больших расходах газа промышленными и коммунально-бытовыми предприятиями с подачей его на значительные расстояния работа на низком давлении требует увеличения диаметра газопроводов и затрудняет поддержание необходимого давления у отдаленных от ГРП потребителей.

На рис. II.104 показана трехступенчатая схема снабжения газом города, включающая газопроводы высокого, среднего и низкого давления. По этой схеме весь газ, поступающий от источника газоснабжения, подается по транзитным газопроводам высокого давления к ГРС и газгольдерным станциям, откуда после соответствующего снижения давления он поступает в распределительные сети среднего давления с последующей подачей через ГРП в сети низкого давления.

От городских распределительных сетей газ подается к потребителю по отводу (ответвлению), т. е. по той части газопровода, которая идет от распределительной его части до задвижки, устанавливаемой на вводе в домовладение или предприятие. Участок газопровода от отключающей задвижки до ввода в здание называется дворовым (внутриквартальным) газопроводом. Внутри здания газопровод от его ввода до газопотребляющего прибора называется внутридомовым или внутрицеховым.

§ 109. Газорегуляторные пункты и установки

Газорегуляторные пункты (ГРП) и установки (ГРУ) служат для снижения давления газа и поддержания его на необходимом заданном уровне. ГРП обычно сооружают для питания газом распределительных сетей, а ГРУ — для питания отдельных потребителей. ГРП размещают в отдельно стоящих зданиях или шкафах снаружи здания, ГРУ — в помещениях предприятия, где расположены агрегаты, использующие газ. Расстояния между отдельно стоящими ГРП и другими зданиями и сооружениями приведены в СНиП II-37-76.

ГРП и ГРУ в подвальных и полуподвальных помещениях, а также в жилых и общественных зданиях, детских и лечебных учреждениях и учебных заведениях не устраивают. Здания, в которых располагаются ГРП, должны отвечать требованиям, установленным для производства категории А. Они одноэтажные, I и II степеней огнестойкости, с покрытием легкой конструкции и полами из несгораемых материалов.

Двери помещений ГРП открываются наружу. Если применяют трудносбрасываемые перекрытия, то общая площадь оконных проемов и световых фонарей должна быть не менее 5000 см² на 1 м³ внутреннего объема ГРП. Если ГРП размещается в пристройке к зданию, то пристройка отделяется от здания глухой газоплотной стеной и имеет самостоятельный выход.

Помещение ГРП отапливается, так как для нормальной работы установленного в нем оборудования и контрольно-измерительных приборов температура воздуха в помещении должна быть не ниже +15° С. Отопление может быть водяным от тепловой сети или от индивидуальной котельной, которая отделяется капитальной стеной от помещения, где установлено оборудование, и иметь самостоятельный вход. Для сто-

ления помещения ГРП применяют также печи, заключенные в металлический герметический кожух с выносом топки наружу. Вентиляция ГРП осуществляется с помощью дефлектора (вытяжка) и жалюзийной решетки (приток), устроенной внизу двери. Электрическое освещение здания ГРП может быть внутренним во взрывобезопасном исполнении или наружным в обычном исполнении (кососвет).

На рис. II.105 показаны план и разрез помещения ГРП с установленным оборудованием. Технологическая схема действия оборудования ГРП заключается в следующем. Газ высокого или среднего давления входит в ГРП и после отключающей задвижки *1* проходит через фильтр *2*, где очищается от пыли и механических примесей. После фильтра газ через предохранительно-запорный клапан *3* поступает в регулятор давления *4*, где давление газа снижается до заданного. После регулятора газ пониженного давления выходит через задвижку *5* в городскую газораспределительную сеть соответствующего давления. Чтобы во время ремонта оборудования ГРП не было перерыва в газоснабжении, на технологической линии предусматривается обводной газопровод *6* (байпас). При перекрытии задвижек *1* и *5* и открытой задвижки *7* байпаса газ идет, минуя регулятор давления, в газораспределительную сеть. Для снижения давления газа в этом случае прикрывается задвижка *7*.

На выходном газопроводе низкого давления после регулятора давления устанавливают гидравлический предохранительный клапан, который сбрасывает избыток газа в атмосферу, предотвращая повышение давления газа после регулятора. Если избыток газа будет настолько велик, что пропускная способность предохранительного клапана будет не-

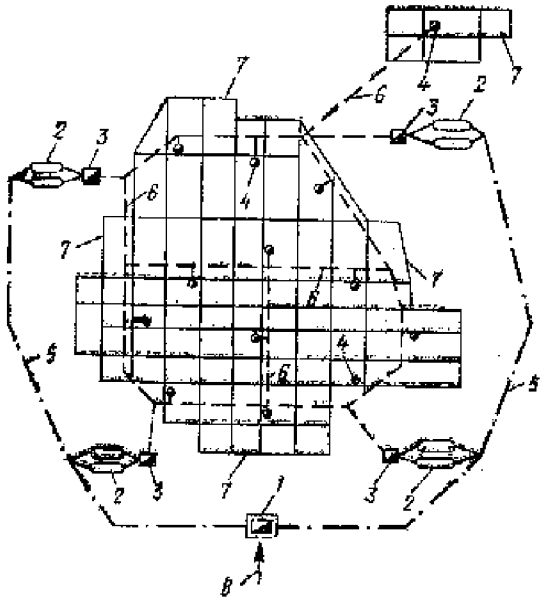


Рис. II.104. Трехступенчатая схема снабжения газом города

1 — ГРС (газораспределительная станция); *2* — газгольдерная станция; *3* — ГРП (газорегуляторный пункт) среднего давления; *4* — ГРП низкого давления; *5* — газопровод высокого давления; *6* — газопровод среднего давления; *7* — газопровод низкого давления; *8* — магистральный газопровод от источника газоснабжения

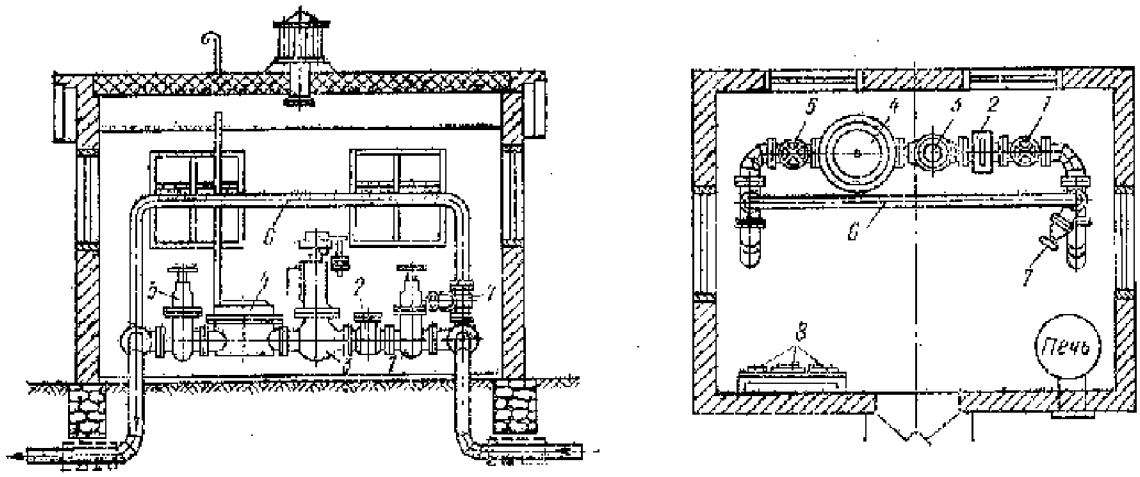


Рис. II.105. Газораспределительный пункт (ГРП)

достаточной для его удаления, то срабатывает предохранительно-запорный клапан. Для замера давления в газопроводе до регулятора и после него служат показывающие и самопишущие манометры, устанавливаемые на щите 8.

§ 110. Устройство и оборудование газовых сетей

Газопроводы, особенно среднего и высокого давления, являются наиболее опасными из всех видов городских подземных сооружений, так как газ при повреждении газопровода может просочиться через грунт, проникнуть в подвалы зданий, колодцы и каналы (коллекторы) и скопиться там, создавая угрозу взрыва газовоздушной смеси.

Прокладка наружных газопроводов независимо от назначения и давления газа проектируется, как правило, подземной. При выборе трассы необходимо предусматривать прокладку газопровода по возможности дальше от зданий, сооружений и других коммуникаций, особенно работающих неполным сечением (канализация) и проложенных в каналах (тепловая сеть), а также от водопроводных и телефонных колодцев и трамвайных путей.

Надземная прокладка газопроводов допускается на территории промышленных и коммунально-бытовых предприятий, а также внутри жилых кварталов и дворов.

Расстояния по горизонтали между подземными газопроводами, различными сооружениями и другими коммуникациями, предусмотренные правилами безопасности в газовом хозяйстве, указаны в СНиП II-60-75 по проектированию планировки, застройки городов, поселков и сельских населенных пунктов.

При пересечении газопровода с другими коммуникациями расстояние между ними по вертикали должно быть не менее 150 мм, а с электрическими или телефонными кабелями — не менее 0,5 м. При пересечении газопровода с трамвайными путями или при вынужденной прокладке газопровода поперек какого-либо канала применяют футляры из стальных труб, на концах которых устанавливают контрольные трубки.

Газопроводы выполняют из стальных труб, соединяя их электросваркой. В местах установки газовых приборов, арматуры и другого оборудования применяют фланцевые и резьбовые соединения. Глубина заложения газопроводов зависит от состава транспортируемого газа. При влажном газе глубину заложения труб принимают ниже средней глубины промерзания грунта для данной местности. Газопроводы для осушенного газа можно укладывать в зоне промерзания грунта, но заглубление их должно быть не менее 0,8 м от поверхности земли. Газопроводы прокладывают с уклоном не менее 2 мм на 1 м, что обеспечива-

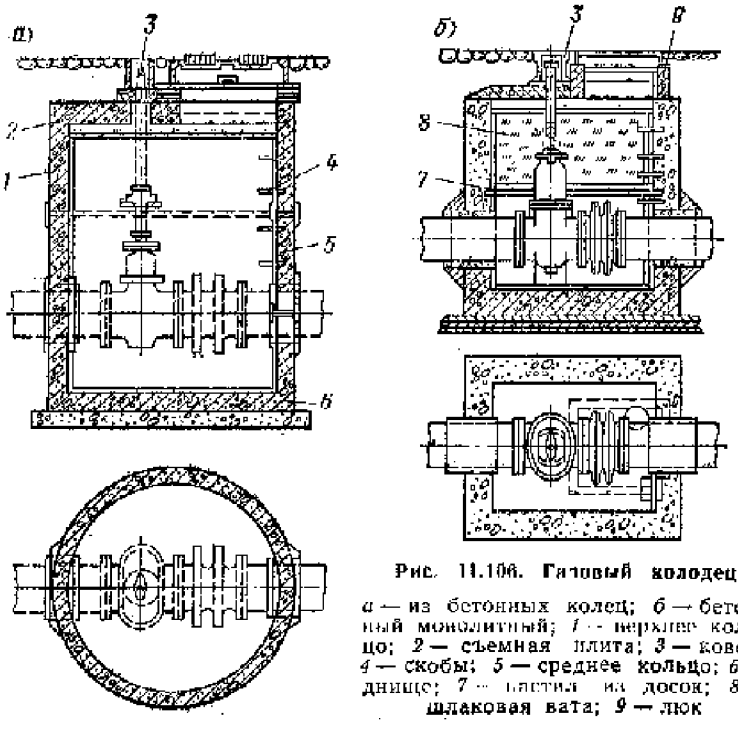


Рис. 11.106. Газовый колодец

а — из бетонных колец; *б* — бетонный монолитный; *1* — верхнее кольцо; *2* — съемная плита; *3* — ковер; *4* — скобы; *5* — среднее кольцо; *6* — днище; *7* — настил из досок; *8* — шлаковая вата; *9* — люк

ет отвод конденсата из газа в конденсатосборники и предотвращают образование водяных пробок.

Для выключения отдельных участков газопровода или отключения потребителей устанавливают запорную арматуру, размещаемую в колодце. При изменениях температурных условий на газопроводе появляются растягивающие усилия, которые могут разорвать сварной стык или задвижку. Чтобы избежать этого, на газопроводе, и в особенности у задвижек, устанавливают линзовые компенсаторы, воспринимающие эти усилия. Кроме восприятия температурных деформаций компенсаторы позволяют легко демонтировать и заменять задвижки и прокладки, так как компенсатор с помощью особых приспособлений можно сжать или растянуть. Линзовые компенсаторы устанавливают в одном колодце с задвижками, причем располагают их после задвижек, считая по ходу газа.

На рис. II.106 показан газовый колодец с установленными в нем задвижкой и линзовым компенсатором. Управление задвижками выведено на поверхность земли с помощью штока, защищенного в верхней части механическим колпаком (ковером).

Защита газопроводов от коррозии, вызываемая окружающей средой и блуждающими токами, проектируется и выполняется в соответствии с требованиями ГОСТ 9115—74 и СНиП II-37-76.

§ 111. Устройство внутренних газопроводов

Вводы газопровода в жилые здания (рис. II.107) устраивают в лестничных клетках, кухнях или коридорах. На вводе газопровода в здание устанавливают запорную арматуру. Вводы газопроводов в насосные и машинные отделения, вентиляционные и лифтовые камеры и шахты, помещения мусоросборников, электрораспределительных устройств, складские помещения не устраивают.

Газ подается в квартиры верхних этажей жилых зданий по стоякам, которые прокладывают в кухнях, на лестничных клетках или в коридорах. В жилых помещениях, ванных комнатах и санитарных узлах их не прокладывают. Если газопровод проходит через стену или перекрытие, его заключают в футляр из стальной трубы. Пространство между футляром и газопроводом заделывают просмоленной прядью и битумом или жирным цементным раствором.

Газопроводы внутри здания выполняют из стальных труб, соединяемых на сварке. Резьбовые или фланцевые соединения выполняют только в местах установки арматуры и подключения приборов. Перед каждым газовым прибором устанавливают краны. Газопроводы в местах прохода людей прокладывают на высоте не менее 2,2 м считая от пола до низа трубы. На стояках и разводящих газопроводах пробки не устанавливают.

В общественных и коммунально-бытовых предприятиях можно прокладывать ответвления газопровода к приборам в бетонном полу, но на этом участке газопровода не должно быть запорной арматуры и резьбовых соединений.

На рис. II.108 приведена схема внутридомовой газовой сети. На схеме показаны газовые счетчики для учета расхода газа на квартиру. В настоящее время газовые счетчики в квартирах жилого дома не устанавливают, а расчет за газ производят по числу жильцов.

Опасные и токсические свойства газа заставляют предъявлять особые требования также к помещениям, где устанавливают газопотребляющие приборы.

В жилых зданиях газовые плиты устанавливают в кухнях высотой не менее 2,2 м, имеющих окно с форточкой или фрамугой и вентиляционный канал, и в зависимости от кубатуры кухни. Так, для плиты на че-

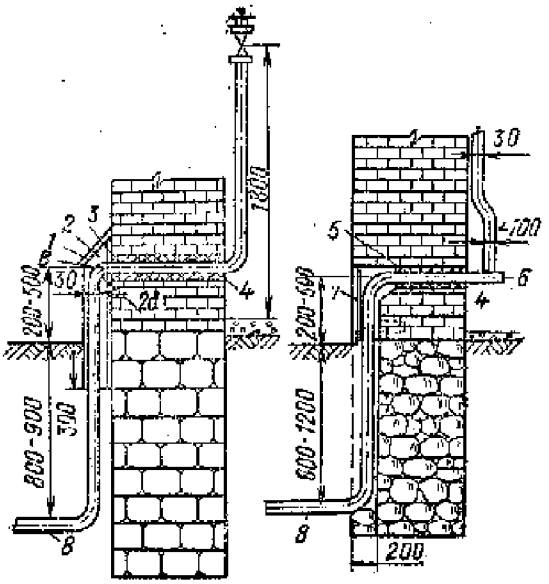


Рис. II.107. Вводы газопроводов в здание

1 — крышка футляра; *2* — футляр для наружной части газопровода; *3* — стальная гильза; *4* — дверка люка; *5* — битумное заполнение; *6* — пробка; *7* — крючок; *8* — соединение сваркой

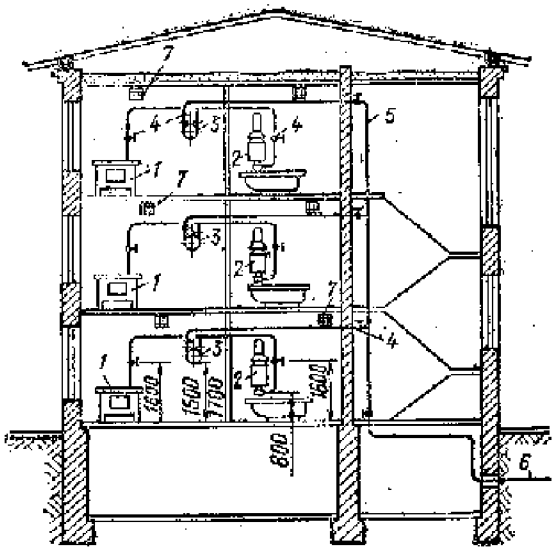


Рис. II.108. Схема внутридомовой газовой сети

1 — газовая плита; *2* — газовая колонка; *3* — газовый счетчик; *4* — краны пробочные; *5* — газопровод; *6* — ввод газопровода; *7* — вытяжная вентиляция

тыре конфорки требуется минимальный объем кухни 15 м³, для плиты на три конфорки — 12 м³ и для плиты или тагана на две конфорки — 8 м³. Газовые водонагреватели с отводом продуктов сгорания в дымоходы устанавливают в ванных комнатах, объединенных санузлах и кухнях жилых зданий. Помещения ванных комнат и объединенных санузлов должны иметь объем не менее 7,5 м³ и вентиляционный канал. Кроме того, в этих помещениях должны быть в нижней части двери решетки площадью не менее 0,02 м² или зазоры между дверью и полом такой же величины. Двери должны открываться наружу. При проектировании дымоходов в наружных стенах зданий толщина стенок дымоходов должна определяться расчетом.

Присоединение газовых водонагревателей и других газовых приборов к дымоходам необходимо выполнять трубами, изготовленными из кровельной стали. Суммарная длина горизонтальных участков соединительной трубы во вновь строящихся зданиях должна быть минимальной (не более 3 м), а длина вертикального участка — возможно больше (не менее 0,5 м).

Отвод продуктов сгорания газа от бытовых газовых приборов, печей и другого газового оборудования, в конструкции которого предусмотрен отвод продуктов сгорания в дымоход, следует предусматривать раздельно, т. е. по обособленным дымоходам.

§ 112. Использование газа на строительстве

Газ используется в котельной, воздухонагревателях для временного обогрева и сушки строящихся зданий, типовых газовых приборах и некоторых тепловых установках производственного назначения. Наибольшее количество газа расходуется в котельных и воздухонагревателях для сушки здания.

Применение газа на строительстве выгодно с технико-экономической точки зрения. Так, временный обогрев и сушка зданий газом по сравнению с твердым топливом дешевле в 4—5 раз, а по сравнению с электроэнергией — в 8—10 раз. Газ позволяет создавать любой температурный режим в помещениях, регулируемый вручную или автоматически.

Газ целесообразно использовать в столовой и для приготовления горячей воды. Для столовых промышленность выпускает газовые секционные плиты с инжекционными щелевыми горелками значительно большей тепловой мощностью, чем бытовые четырех- и двухконфорочные плиты.

Для получения горячей воды промышленность выпускает проточные водонагреватели типа ВПГ производительностью около 0,1 л/с и емкостные водонагреватели АГВ-80 и АГВ-120. Емкость водонагревателей АГВ-80 и АГВ-120 соответственно 80 и 120 л, температура нагрева воды до 95° С, для нагрева воды до 80° С необходим 1 ч. Для приготовления кипяченой воды используются газовые кипятильники КНД-8М производительностью 150—200 л/ч и др.

Для получения газа из городских сетей в строящихся зданиях прокладывают временные разборные газопроводы. Временные газопроводы монтируют с соблюдением правил устройства и эксплуатации газового хозяйства.

Временные газопроводы подключают к постоянному наружному газопроводу вблизи мест расхода газа (обычно в лестничных клетках). Для разводки газа по этажам строящегося здания в его лестничных клетках по мере возведения здания монтируют временные стояки. Внизу стояки присоединяют к временному магистральному газопроводу, устанавливая в начале каждого стояка запорный кран. На каждом этаже здания в стояки врезают ответвления с групповыми отводами для присоединения к ним гибких разводящих шлангов. На каждом отводе устанавливают кран (они должны находиться в запирающихся ящиках).

Большое применение в строительстве получили жидкие углеводородные газы. Жидкие газы — это смесь углеводородов, которая при стандартных условиях, т. е. при 20° С и 101,325 кПа, находится в газообразном состоянии, а при понижении температуры или незначительном повышении давления превращается в жидкость, уменьшаясь при этом в объеме более чем в 200 раз, что позволяет транспортировать его не только по трубам, но и в емкостях (цистернах, баллонах). Для жидкого газа в настоящее время используют обычно баллоны емкостью 60 л. Суммарная масса баллона с жидким газом 57 кг. Теплота сгорания жидкого газа (пропан-бутановой смеси) 50 000 кДж/кг.

Жидкий газ разливают в баллоны для доставки их потребителю на газораздаточных станциях. Проектными институтами разработаны типовые проекты газораздаточных станций сжиженного газа.

§ 113. Нормы расхода газа. Краткие сведения о расчете газопроводов

Расход газа определяют по удельным нормам его потребления на единицу продукции, единицу оборудования или из расчета на одного человека.

Таблица 11.28. **Нормы расхода газа для приборов ($Q_н^р$ = 35000 кДж/нм³)**

Прибор	Расход газа, нм³/ч
Плиты:	
двухконфорочная	0,7
четырехконфорочная	1,2
Автоматические водонагреватели:	
АГВ-80	0,7
АГВ-120	1,3
Кипятильник газовый КНД-8М	2,4
Водонагреватель проточный для ванн	2,5—3

Нормы расхода газа для наиболее распространенных бытовых приборов приведены в табл. 11.28.

Газ расходуется в различные периоды года и часы суток неравномерно. При пиковых расходах газа его получают обычно из газгольдерных станций. Газгольдеры представляют собой большие емкости, где газ хранится под давлением

$p_{наб}$ до 0,7 МПа и откуда по мере надобности подается в городскую сеть.

При расчете систем газоснабжения неравномерность расхода газа учитывается коэффициентом неравномерности, т. е. отношением максимального расхода к среднему за определенный отрезок времени (месяц, сутки, час).

Расчетный часовой расход газа, нм³/ч, определяется по сумме номинальных расходов газа, принимаемых по техническим характеристикам газовых приборов, с учетом коэффициента одновременности их работы по формуле

$$V = k_0 \sum_{i=1}^{i=m} V_i n_i, \qquad (II,96)$$

где k_0 — коэффициент одновременности работы газовых приборов;
V_i — номинальный расход газа на один прибор (агрегат), нм³/ч;
m — число типов газовых приборов;
n_i — число однотипных газовых приборов.

Коэффициент одновременности работы газовых приборов зависит от числа установленных приборов, их мощности и режима работы. Для жилых домов он принимается в зависимости от числа квартир в здании, типа и числа приборов в квартире (СНиП II-37-76).

Гидравлический расчет газопровода производят по таблицам или номограммам. Для гидравлического расчета составляют расчетную схему. В схеме указывают длину расчетных участков, фасонные части, арматуру и устанавливаемое оборудование. Расчет начинают с газопровода для наиболее удаленных приборов.

§ 114. Техника безопасности при строительстве и монтаже внутренних систем газоснабжения. Правила их испытания и приемки

При строительстве и монтаже газопроводов, газовых приборов и агрегатов должны соблюдаться требования техники безопасности в строительстве (СНиП III-А.11-70), а также нормы и правила строительного производства, утвержденные Госстроем СССР.

Работы в газоопасных местах выполняют не менее чем два слесаря. Место газоопасных работ ограждают и охраняют. Рабочих снабжают противогазами.

При выполнении работ в колодцах и котлованах рабочие надевают пояса с веревками, концы которых держат наверху наблюдающие за производством работ.

Работы по присоединению к действующим газопроводам относят к числу газоопасных, и их выполняют организации, эксплуатирующие газовое хозяйство (города, поселка, предприятия).

Газовую резку и сварку на действующих газопроводах при ремонте или при присоединении к ним новых газопроводов производят при давлении газа 400—1000 Па, которое проверяют в течение всего времени выполнения работы. Если давление становится ниже или выше указанных пределов, резку или сварку необходимо прекратить.

Внутренние газопроводы испытывает монтажная организация в присутствии представителя заказчика. Газопроводы низкого давления в жилых и общественных зданиях испытывают воздухом на прочность при давлении 100 кПа для выявления дефектов и на плотность при давлении 5 кПа с подключенными приборами, но без счетчиков. Газопровод считается выдержавшим испытание на плотность, если падение давления в нем в течение 5 мин не превышает 200 Па. Внутренние газопроводы среднего давления до 300 кПа подвергают испытанию на прочность и плотность воздухом, а газопроводы высокого давления — выше

300 и до 1200 кПа — испытывают на прочность водой, а на плотность — воздухом.

Нормы и продолжительность испытания на прочность и плотность внутренних газопроводов среднего и высокого давления приведены в СНиП II-37-76. Выявленные при испытании дефекты устраняют только после снижения давления в газопроводе до атмосферного.

Газовую сеть принимает в эксплуатацию комиссия, назначаемая заказчиком. Комиссия проверяет: соответствие газовой сети проекту и техническим условиями, качество работ, наличие актов на скрытые работы и проведенные испытания, а также состояние арматуры и оборудования. Приемка в эксплуатацию оформляется актом специальной формы, к которому должна быть приложена соответствующая документация.

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ВЕНТИЛЯЦИЯ ЗДАНИЙ

Глава 20. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ВЕНТИЛЯЦИИ

§ 115. Гигиенические основы вентиляции

Современные условия жизни человека требуют эффективных искусственных средств оздоровления воздушной среды. Этой цели служит техника вентиляции.

К факторам, вредное действие которых устраняется с помощью вентиляции, относятся: избыточное тепло (конвекционное, вызывающее повышение температуры воздуха) и лучистое; избыточные водяные пары — влага; газы и пары химических веществ общетоксического или раздражающего действия; токсическая и нетоксическая пыль; радиоактивные вещества.

Рассмотрим кратко источники образования факторов вредности.

Избыточное тепло. Взрослый человек в спокойном состоянии и при нормальных микроклиматических условиях выделяет в окружающую среду 85—120 Вт, из которых в среднем 20% — конвекцией, 55% — излучением и 25% — испарением влаги. Количество выделяемого человеком тепла изменяется в зависимости от физической нагрузки и температуры воздуха в помещении. Для расчетов рекомендуется пользоваться данными, приведенными в табл. III.1.

Таблица III.1. Количество тепла и влаги, выделяемое за 1 ч взрослыми людьми (мужчинами) в зависимости от их физической нагрузки и температуры воздуха в помещении ($Q_{явн}$, Вт; $G_п$, г/ч)

Физическая нагрузка	Температура воздуха в помещении, °С								
	15		20		25		30		35
	$Q_{явн}$	$G_п$	$Q_{явн}$	$G_п$	$Q_{явн}$	$G_п$	$Q_{явн}$	$G_п$	$G_п$
В состоянии покоя	120	40	85	40	60	50	40	75	115
При работе									
легкой	125	55	100	75	65	115	40	150	200
средней сложности	135	110	105	140	70	185	40	230	280
тяжелой	165	185	130	240	95	295	40	355	415

Примечания: 1. При $t=35°$С выделений явного тепла почти нет (5—10 Вт).

2. Принято считать, что женщины выделяют 85%, а дети — в среднем 75% тепла и влаги по сравнению с мужчинами.

Под «явным» тепловыделением понимается только та часть тепла, выделяемого организмом человека, которая воздействует на повышение температуры воздуха помещения (теплообмен конвекцией и излучением), в отличие от «скрытого» тепла, идущего на испарение влаги, так как это тепло хотя и увеличивает теплосодержание воздуха, но почти не оказывает влияния на его температуру. Выделения «скрытого» тепла определяют по формуле $Q_{скр}=0{,}7G_п$, Вт.

Сумма «явного» и «скрытого» тепла характеризует полное тепло, выделяемое человеком в окружающую среду.

В помещениях, где бывает много людей (зрелищные предприятия, магазины, столовые и др.), тепловыделения создают неблагоприятные условия, вредно отражающиеся на самочувствии, здоровье и работоспособности людей.

В цехах и отделах промышленных предприятий избыточное тепло возникает при значительных тепловыделениях машинами, станками, производственной аппаратурой, нагревательными печами, трубопроводами, нагретыми изделиями, остывающими в помещении, людьми, от солнечной радиации и от других источников тепла. При отсутствии вентиляции перечисленные и другие тепловыделения значительно повышают температуру воздуха и затрудняют процесс терморегуляции в организме человека и, кроме того, могут отрицательно влиять на технологический процесс производства.

Избыточные водяные пары — влага. Количество выделяемого организмом человека водяного пара при умеренной температуре воздуха и небольшой физической нагрузке составляет 40—75 г/ч. При высокой температуре среды выделение влаги может возрасти до 150 г/ч и больше (см. табл. III.1). Избыточное содержание водяных паров в воздухе может возникнуть в помещении зданий общественного назначения, если в нем пребывает большое число людей, а также в цехах и отделах многих промышленных предприятий.

Таблица III.2. **Изменение состава воздуха по объему, %**

Составные части	Вдыхаемого	Выдыхаемого
Кислород	20,9	16,4
Азот	78,13	79,02
Углекислота	0,03	3,57
Аргон, неон и другие инертные газы	0,94	1,01

Сочетание большой влажности воздуха и высокой его температуры влияет на процесс испарения: отдача тепла испарением у человека уменьшается, и в его организме накапливается тепло. Повышенная влажность воздуха при низкой температуре вызывает охлаждение организма, так как влажная кожа и влажный воздух более теплопроводны.

При избыточной влаге в воздухе помещений и температуре ниже точки росы образуется туман из водяных паров, и они конденсируются на ограждающих конструкциях здания, что их преждевременно разрушает.

Газы и пары. Человек в состоянии покоя в течение 1 ч вдыхает и выдыхает в среднем 500 л воздуха. При дыхании состав воздуха изменяется (табл. III.2).

Содержание углекислоты в воздухе, если оно обусловливается пребыванием людей в помещении, может служить показателем загрязнения воздуха в результате жизнедеятельности организма человека.

В цехах и отделах промышленных предприятий воздух загрязняется главным образом газами и парами, образующимися при протекании технологических процессов. Многие газы и пары, выделяющиеся в воздух производственного помещения, опасны для здоровья человека.

Пыль и микроорганизмы. Вредное влияние на здоровье человека оказывает пыль, находящаяся в воздухе. Наиболее опасна для организма человека пыль, содержащая двуокись кремния (SiO_2), и асбестовая, а также пыль ядовитых веществ (окись свинца и др.). Мельчайшие частички свинцовой пыли, попавшие в организм, вызывают хроническое отравление.

Вредность пыли зависит также и от ее крупности и формы: чем мельче пыль и чем острее ее форма, тем она вреднее (опаснее), так как может глубоко проникать в дыхательные пути. Следует, кроме этого, иметь в виду, что некоторые виды пыли в определенной концентрации взрывоопасны.

Очень важным показателем санитарного состояния воздуха в помещениях является количество находящихся в нем микроорганизмов. Число их увеличивается при загрязнении воздуха пылью. Воздух сви-

тается загрязненным, если в 1 м³ находится более 4500 микроорганизмов.

Радиоактивные вещества. Загрязнения радиоактивными веществами подобны обычным промышленным химическим загрязнениям, но отличаются от них повышенной токсичностью; при скоплении в большом количестве они могут представлять опасность радиоактивного поражения. Влияние радиоактивных примесей на здоровье человека постоянно изучается и тщательно проверяется.

Санитарными нормами (СП 245-71) установлены предельно допустимые концентрации в воздухе помещений вредных газов, паров, пыли и других аэрозолей в зоне пребывания человека.

Ниже приведены величины предельно допустимых концентраций некоторых вредных газов, паров и пыли, мг/м³:

Аммиак	20	Анилин	3
Бензин топливный сланцевый, крекинг и др. (в пересчете на С)	100	Пыль гранита	2
Бензол	20	Асбестовая пыль и пыль смешанная, содержащая более 10% асбеста	2
Лигроин	300		
Окись углерода	20		
Окись этилена	1	Пыль цемента, глин, минералов и их смесей, не содержащих свободной SiO_2	6
Ртуть металлическая	0,01		
Сероводород	10		
Хлор	1	Свинец и его неорганические соединения	0,01

§ 116. Определение требуемого воздухообмена

Воздухообменом называется частичная или полная замена воздуха, содержащего вредные выделения, чистым атмосферным воздухом. Для определения требуемого воздухообмена должны быть известны следующие исходные данные: количество вредных выделений (тепла, влаги, газов и паров) в 1 ч; допустимое количество вредных веществ в 1 м³ воздуха помещения; количество вредных выделений, содержащихся в 1 м³ воздуха, подаваемого в помещение.

Количество воздуха, подаваемого или удаляемого за 1 ч из помещения, отнесенное к его внутренней кубатуре, принято называть кратностью воздухообмена. При этом знаком (+) обозначается воздухообмен по притоку, а знаком (—) — по вытяжке, т. е.

$$\pm n = \frac{L}{V_п}, \qquad \text{(III.1)}$$

Так, если говорят, что кратность воздухообмена равна, например, +2 и —3, то это значит, что в это помещение за 1 ч подается двукратное и удаляется из него трехкратное к объему помещения количество воздуха.

Решив уравнение (III.1) в отношении L, получим выражение для определения объема притока или вытяжки при общеобменной вентиляции.

Воздухообмен в помещениях жилых и общественных зданий обычно определяется по кратности воздухообмена или по установленной норме воздухообмена на одного человека (см. прил. 3).

Необходимый воздухообмен $L_к$, м³/ч, по газовым вредным выделениям определяется по формуле

$$L_к = \frac{K}{K_{доп} - K_{пр}}, \qquad \text{(III.2)}$$

где K — весовое количество газов, выделяющихся в помещении, мг/ч;
$K_{доп}$ — предельно допустимая концентрация газов, мг/м³;
$K_{пр}$ — концентрация газов в приточном воздухе, мг/м³.

Для жилых и общественных зданий определить воздухообмен, исходя из содержания в воздухе углекислоты CO_2, нетрудно, поскольку известно число людей, пребывающих в помещении. Значительно сложнее определить воздухообмен по газовым вредным выделениям для производственных помещений, так как количество выделяющихся в них газов зависит от технологического процесса, характера производственного оборудования и степени его герметизации. Для определения количества газовых вредных выделений пользуются теоретическими подсчетами или проверенными экспериментальными данными; в некоторых случаях приходится ставить для этого специальные опыты.

Величина необходимого воздухообмена L_G, м³/ч, исходя из содержания в воздухе водяных паров, определяется по формуле

$$L_G = \frac{C}{(d_{уд} - d_{пр})\,\rho}, \qquad (III.3)$$

где C — масса водяных паров, выделяющихся в помещении, г/ч;
$d_{уд}$ — влагосодержание воздуха, удаляемого из помещения, г/кг сухого воздуха;
$d_{пр}$ — влагосодержание приточного воздуха, г/кг сухого воздуха;
ρ — плотность приточного воздуха, кг/м³.

Гигиеническими нормами установлены не влагосодержание воздуха, а его относительная влажность и температура. По этим данным определяется влагосодержание d (см. § 19).

Для помещений с избыточной влагой (театров, столовых, бань, прачечных и т. п.) воздухообмен необходим не только в санитарно-гигиенических целях, но и как мероприятие, предохраняющее от порчи и разрушения строительные конструкции здания.

Для определения объема вентиляционного воздуха по избыточному теплу требуется знать количество тепла, поступающего в помещение от различных источников (приход тепла), $Q_{пр}$, Вт, и количество тепла, расходуемого на возмещение потерь через ограждения здания и другие цели, $Q_{расх}$, Вт. Разность $Q_{пр} - Q_{расх} = Q_{изб}$ и выражает количество тепла, Вт, которое идет на нагревание воздуха в помещении и должно учитываться при определении воздухообмена.

Необходимый воздухообмен по избыточному теплу определяется по формуле

$$L_Q = \frac{3{,}6Q_{изб}}{\rho c\,(t_{уд} - t_{пр})}, \qquad (III.4)$$

где $Q_{изб}$ — избыточное тепло, Вт;
ρ — плотность воздуха, кг/м³;
c — теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К);
$t_{уд}$ — температура удаляемого воздуха, °С;
$t_{пр}$ — температура приточного воздуха, °С;
3,6 — коэффициент перевода единиц Вт в кДж/ч.

В жилых и общественных зданиях основным источником тепловыделения являются люди. Очевидно, избыточное тепло $Q_{изб}$, Вт, будет равно

$$Q_{изб} = nQ_{явн} - Q_{расх}, \qquad (III.5)$$

где n — число людей;
$Q_{явн}$ — тепловыделение (явное) одним человеком, Вт;
$Q_{расх}$ — потери тепла помещением, Вт.

В отличие от жилых и общественных зданий в производственных зданиях источники, выделяющие и поглощающие тепло, весьма разнообразны. Это вызывает необходимость составлять по производственным помещениям тепловые балансы, т. е. выявлять все виды поступления и расхода тепла.

Рассмотрим основные источники поступления и расхода тепла.

Тепло, выделяемое людьми, Q_1, Вт. Величина тепловыделения этого вида зависит главным образом от характера выполняемой людьми ра-

боты и температурно-влажностного состояния воздушной среды. В современных производственных помещениях, особенно в горячих цехах, это тепловыделение составляет лишь очень небольшой процент общего количества тепла, выделяемого другими источниками, поэтому его часто не учитывают.

Тепловыделения от оборудования, Q_2, Вт (электродвигателей, машин, станков и т. п.), происходящие в результате перехода механической энергии в тепловую, определяют, согласно первому закону термодинамики, по формуле

$$Q_2 = \psi 1000 N_{уст}, \qquad (III.6)$$

где $N_{уст}$ — установочная мощность электродвигателей, кВт;
ψ — коэффициент, учитывающий использование мощности, степень загрузки, одновременность работы электродвигателей, ассимиляцию тепла, выделяемого оборудованием, воздухом помещения; $\psi = 0{,}1—0{,}25$; для механических и механосборочных цехов ψ принимают равным 0,25.

Тепловыделения от нагретых поверхностей сушилок, печей, аппаратов, расположенных в помещении, Q_3, Вт. Количество тепла, передаваемого через стенки нагревательных печей, сушилок, котлов, аппаратов и т. п., может быть определено теплотехническим расчетом аналогично расчету потерь тепла через ограждения здания. Нужно, однако, отметить, что вследствие разнообразия этих тепловых установок, различного режима их работы, влияния на теплопередачу многих факторов расчет может быть довольно сложным.

При расчете систем вентиляции часто пользуются проверенными экспериментальными данными теплового баланса помещения или опубликованными в литературе данными тепловых испытаний теплопотребляющего оборудования.

Для примера приведем некоторые укрупненные измерители тепловыделений, опубликованные в специальной литературе. В мартеновских цехах металлургической промышленности на 1 т выплавляемой стали выделяется тепла 0,7—1,0 МВт. В чугунолитейных цехах общие тепловыделения на 1 т заливаемого металла составляют 0,3—0,4 МВт. В современных кузнечных цехах, оборудованных печами, молотами и прессами, тепловыделения в окружающую среду колеблются в пределах 30—40% тепла топлива.

Тепло, выделяемое источником искусственного освещения, Q_4, Вт. Тепловыделения этого вида определяют по формуле

$$Q_1 = 1000 N_0, \qquad (III.7)$$

где N_0 — суммарная мощность источников освещения, кВт.

Тепло, выделяемое источником искусственного освещения, Q_4, Вт. Количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации, определяют по формулам:

для остекленных поверхностей, освещенных солнцем,

$$Q_c = [k_c k_{1c} q_c + k_2 (t_н - t_в)] F; \qquad (III.8)$$

для остекленных поверхностей, находящихся в тени,

$$Q_т = [k_т k_{1т} q_т + k_2 (t_н - t_в)] F, \qquad (III.9)$$

где q_c, $q_т$ — количество тепла, поступающего в помещение от солнечной радиации через 1 м² обычного одинарного стекла окон, освещенных солнцем или находящихся в тени, Вт/м²;
k_c, $k_т$ — коэффициенты, учитывающие соответственно затенения стекол переплетами рам и загрязнения атмосферы;
k_{1c}, $k_{1т}$ — коэффициенты, учитывающие соответственно изменение теплопоступления за счет солнечной радиации при применении остекления, отличного от остекления из листового одинарного стекла;
k_2 — коэффициент теплопередачи остекления, Вт/(м²·К);
F — площадь проема в строительной конструкции.

При расчете систем вентиляции поступление тепла за счет теплопередачи окон (второй член в правой части формул III.8 и III.9) не учи-

тывается. Значения $q_в$, $q_т$ и коэффициентов, входящих в формулы (III.8) и (III.9), принимают по данным справочной литературы (см. Справочник проектировщика, ч. II. М., 1978, глава 2).

Теплопоступление от солнечной радиации, согласно СНиП, учитывается в тепловом балансе помещений при наружной температуре $+10°$ и выше. Солнечная радиация через стены не учитывается.

За расчетное количество тепла, поступающего в помещение за счет солнечной радиации, принимается бо́льшая из двух следующих величин: а) теплопоступления через остекленную поверхность, расположенную в одной стене, в сумме с теплопоступлением через покрытие и фонарь или б) 70% теплопоступления через остекленные поверхности, расположенные в двух взаимно перпендикулярных стенах помещения, включая и тепло, поступающее через облучаемые поверхности фонаря и покрытия.

Значительно снижаются теплопоступления через окна при установке навесов и других защитных противоинсоляционных устройств.

Для уменьшения теплопоступления через покрытия рекомендуется предусматривать мероприятия, снижающие температуру кровли: смачивание кровли водой, покрытие специальными составами и др.

Кроме приведенных источников тепловыделения в ряде случаев приходится учитывать: тепло, выделяющееся при остывании нагретых в процессе производства материалов и изделий; тепловыделения от продуктов сгорания, поступающие в помещения; тепловыделения излучением через открытые загрузочные отверстия; тепловыделения загрузочными дверками печей и др.

Переходим к источникам возможного поглощения тепла, т. е. к расходной части теплового баланса.

Потери тепла через наружные ограждения (Q_1'). Методы определения потерь тепла изложены в главе 12. В холодное время года теплопотери как имеющие значение для теплового баланса помещения следует учитывать.

Расход тепла на испарение влаги с открытой поверхности (Q_2'). Расход тепла в этом случае учитывается тогда, когда температура испаряющейся воды ниже температуры окружающего воздуха, но выше температуры точки росы.

Расход тепла Q_2', Вт, определяют по формуле

$$Q_2' \frac{Gr}{1000}, \qquad \text{(III.10)}$$

где G — количество испарившейся влаги, г/с;
r — теплота испарения, кДж/кг.

Кроме рассмотренных источников поглощения тепла в расходной части теплового баланса помещения могут быть следующие виды расхода тепла: на нагревание вносимых в помещение материалов и полуфабрикатов; на нагревание транспортных средств, въезжающих в помещение (вагонов, автокранов, автомашин и др.).

Мероприятия по борьбе с запыленностью воздуха помещений определяют на основе данных технологов и норм проектирования. При этом пылящее оборудование герметизируют, а вентиляцию локализуют. Для локализации пылевыделяющих очагов применяют различные укрытия. Общеобменную вентиляцию для борьбы с пылью используют очень редко. Осуществляя общеобменную вентиляцию, следует иметь в виду, что крупные и тяжелые взвешенные в воздухе частицы, выпадая из воздуха, быстро оседают на различных поверхностях и только мельчайшие перемешиваются с воздухом и, подобно газам, разносятся токами по помещению, участвуя в циркуляции.

Допустимая концентрация пыли в воздухе рабочей зоны производственных помещений принимается согласно действующим нормам.

§ 117. Понятие о способах организации воздухообмена и устройстве систем вентиляции

Воздушная среда в помещении, удовлетворяющая санитарным нормам, обеспечивается в результате удаления загрязненного воздуха из помещения и подачи чистого наружного воздуха. Соответственно этому системы вентиляции подразделяют на вытяжные и приточные.

По способу перемещения удаляемого из помещений и подаваемого в помещения воздуха различают вентиляцию естественную (неорганизованную и организованную) и механическую (искусственную).

Под неорганизованной естественной вентиляцией понимают воздухообмен в помещениях, происходящий под влиянием разности давлений наружного и внутреннего воздуха и действия ветра через неплотности ограждающих конструкций, а также при открывании форточек, фрамуг и дверей. Воздухообмен, происходящий также под влиянием разности давлений наружного и внутреннего воздуха и действия ветра, но через специально устроенные в наружных ограждениях фрамуги, степень открытия которых с каждой стороны здания регулируется, является вентиляцией естественной, но организованной. Этот вид вентиляции называется аэрацией.

Механической, или искусственной, вентиляцией называется способ подачи воздуха в помещение или удаления из него с помощью вентилятора. Такой способ воздухообмена является более совершенным, так как воздух, подаваемый в помещение, может быть специально подготовленным в отношении его чистоты, температуры и влажности.

Системы механической вентиляции, автоматически поддерживающие в помещениях метеорологические условия на уровне заданных независимо от изменяющихся параметров внешней воздушной среды, называются системами кондиционирования воздуха (condition — условие).

По способу организации воздухообмена в помещениях вентиляция может быть общей, местной, локализирующей, смешанной и аварийной.

Общая вентиляция, называемая общеобменной, предусматривается для создания одинаковых условий воздушной среды (температуры, влажности, чистоты воздуха и его подвижности) во всем помещении, главным образом в рабочей зоне (H=1,5—2 м от пола) (рис. III.1, *а*).

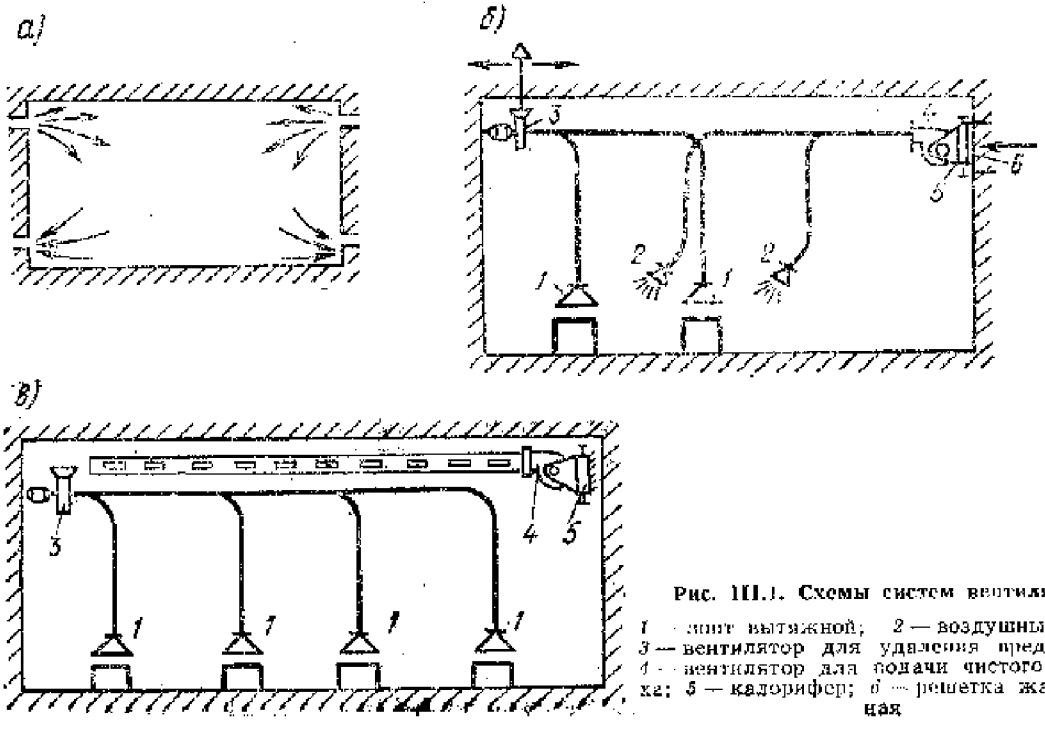


Рис. III.1. Схемы систем вентиляции

1 — зонт вытяжной; *2* — воздушный душ; *3* — вентилятор для удаления вредностей; *4* — вентилятор для подачи чистого воздуха; *5* — калорифер; *6* — решетка жалюзийная

Местная вентиляция создает местные (на рабочих местах), отвечающие гигиеническим требованиям условия воздушной среды, отличные от условий в остальной части помещения. Примером местной приточной вентиляции может служить воздушный душ — струя воздуха, направленная непосредственно на рабочее место (рис. III.1, *б*).

Принцип действия локализирующей вентиляции заключается в улавливании вредных выделений непосредственно у производственных установок с помощью специальных укрытий, предотвращающих поступление вредных выделений в помещение.

Смешанные системы, применяемые главным образом в производственных помещениях, представляют собой комбинации общеобменной вентиляции с местной (рис. III.1, *в*).

«Аварийные» вентиляционные установки предусматривают в помещениях, в которых возможно внезапное неожиданное выделение вредных веществ в количествах, значительно превышающих допустимые. Эти установки включают только в случае, если необходимо быстро удалить вредные выделения.

Вопрос о том, какую из перечисленных систем вентиляции следует устраивать, решается в каждом отдельном случае в зависимости от назначения помещения, характера вредных выделений, возникающих в нем, и схемы движения воздушных потоков внутри здания.

В так называемых горячих цехах широко используют аэрацию, местные отсосы и воздушные души. В воротах устраивают воздушные тепловые завесы. В холодных цехах применяют общеобменную приточно-вытяжную вентиляцию и системы кондиционирования воздуха там, где это диктуется условиями технологии. В общественных зданиях (театрах, кино, залах заседаний, магазинах, спортзалах и т. п.), как правило, устраивают общеобменную приточно-вытяжную вентиляцию или систему кондиционирования воздуха.

В помещениях, где требуется незначительный воздухообмен, организуют только одну вытяжную вентиляцию. Количество удаляемого воздуха в этом случае восполняется воздухом, поступающим в помещение через неплотности в ограждающих конструкциях и при открывании форточек или фрамуг.

В жилых домах устраивают обычно только вытяжную (естественную, редко — механическую) вентиляцию из кухонь и санузлов. Приток в жилые комнаты осуществляется через окна, форточки или специальные устройства под окнами.

Глава 21. ЕСТЕСТВЕННАЯ ВЕНТИЛЯЦИЯ

§ 118. Естественная неорганизованная вентиляция (инфильтрация)

Пористость ограждающих конструкций зданий, а также строительные неплотности в них при разности давлений внутреннего и наружного воздуха обусловливают воздухообмен в помещении, происходящий в результате инфильтрации.

Чем больше разность температур внутреннего и наружного воздуха и чем больше скорость движения ветра, тем больше разность давлений, а следовательно, и количество проникающего в помещение наружного воздуха (инфильтрация). Кратность воздухообмена за счет инфильтрации в жилых и общественных зданиях обычно бывает 0,5—0,75 в зависимости от степени уплотнения щелей (например, замазка окон на зиму и др.). В промышленных зданиях инфильтрация нередко составляет 1,5-кратный обмен и более.

Инфильтрация, или, иначе, естественная неорганизованная вентиляция, наблюдается во всех помещениях и учитывается при организации

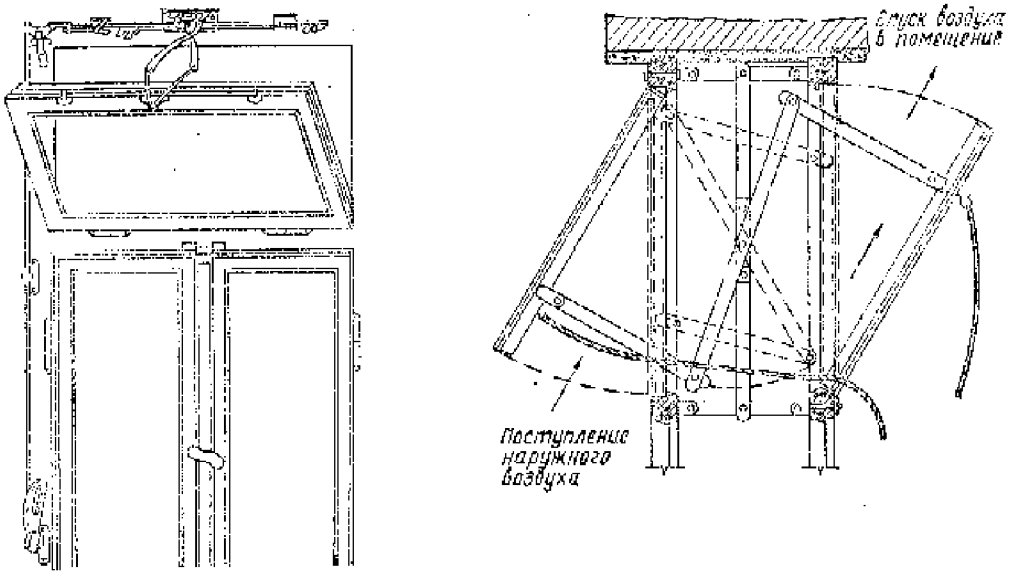


Рис. III.2. Усиление естественной вентиляции с помощью фрамуги

воздухообмена. Если в помещении применяют, например, вытяжную механическую вентиляцию при однократном воздухообмене, то приточную вентиляцию часто не устраивают, так как объем удаляемого воздуха может компенсироваться инфильтрацией.

Для усиления естественной вентиляции (проветривания) помещений в окнах делают форточки или фрамуги (рис. III.2). Фрамуги должны открываться под углом 45° к поверхности окна. При открытой фрамуге холодный наружный воздух смешивается с воздухом помещения, прошедшим нагревательные приборы, и в зону пребывания людей поступает уже нагретым до температуры, близкой к нормальной. Фрамуги можно оставлять открытыми в присутствии людей в помещениях.

§ 119. Принципиальная схема канальной системы естественной вентиляции

Канальными системами естественной вентиляции называются системы, в которых подача наружного воздуха или удаление загрязненного осуществляется по специальным каналам, предусмотренным в конструкциях здания, или приставным воздуховодам. Воздух в этих системах перемешивается вследствие разности давлений наружного и внутреннего воздуха.

В системах естественной вентиляции величина располагаемого давления, которое расходуется на преодоление сопротивлений движению воздуха по каналам и другим элементам системы, незначительна и непостоянна. Поэтому приточную канальную вентиляцию с естественным побуждением в настоящее время почти не применяют.

Вытяжная естественная канальная вентиляция осуществляется преимущественно в жилых и общественных зданиях для помещений, не требующих

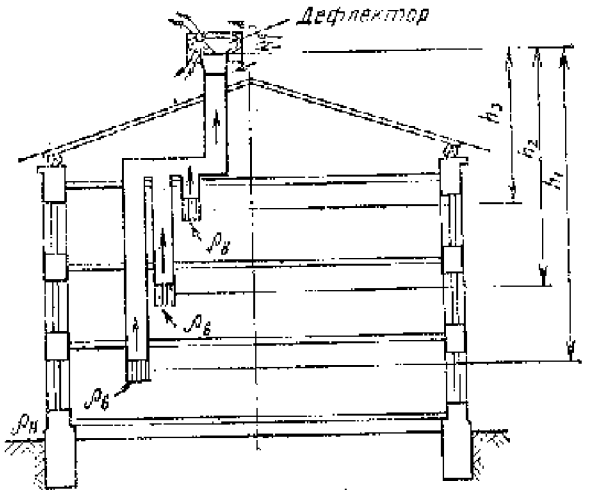


Рис. III.3. Схемы вытяжной естественной канальной вентиляции

воздухообмена больше однократного. В производственных зданиях, согласно СНиП II-33-75, естественную вентиляцию следует проектировать, если она обеспечит нормируемые условия воздушной среды в помещениях и если она допустима по технологическим требованиям.

Вытяжная естественная канальная вентиляция (рис. III.3) состоит из вертикальных внутристенных или приставных каналов с отверстиями, закрытыми жалюзийными решетками, сборных горизонтальных воздуховодов и вытяжной шахты. Для усиления вытяжки воздуха из помещений на шахте часто устанавливают специальную насадку — дефлектор. Загрязненный воздух из помещений поступает через жалюзийную решетку в канал, поднимается вверх, достигая сборных воздуховодов, и оттуда выходит через шахту в атмосферу.

Вытяжка из помещений регулируется жалюзийными решетками в вытяжных отверстиях, а также дроссель-клапанами или задвижками, устанавливаемыми в сборном воздуховоде и в шахте.

§ 120. Конструктивные элементы канальной системы естественной вентиляции

Каналы и воздуховоды. В настоящее время изготовляют специальные вентиляционные панели или блоки с каналами круглого, прямоугольного или овального сечения. Наиболее рациональной формой сечения канала и воздуховода следует считать круглую, так как по сравнению с другими формами она при той же площади имеет меньший периметр, а следовательно, и меньшую величину сопротивления трению.

На рис. III.4 показан общий вид вентиляционной панели. Конструкция вентиляционных панелей и блоков при монтаже их по высоте здания должна обеспечивать совпадение каналов и герметичность стыков.

Если в зданиях внутренние стены кирпичные, то вентиляционные каналы устраивают в толще стен или бороздах, заделываемых плитами (рис. III.5, *а, б*). Минимально допустимый размер вентиляционных каналов в кирпичных стенах 1/2×1/2 кирпича (140×140 мм). Толщина стенок канала принимается не менее 1/2 кирпича. В наружных стенах вентиляционные каналы не устраивают.

Если нет внутренних кирпичных стен, устраивают приставные воздуховоды из блоков или плит; минимальный размер их 100×150 мм. Приставные воздуховоды в помещениях с нормальной влажностью воздуха обычно выполняют из гипсошлаковых и гипсоволокнистых плит, а при повышенной влажности воздуха — из шлакобетонных или бетонных плит толщиной 35—40 мм. В отдельных случаях целесообразно изготовлять воздуховоды из асбестоцементных плит, из листовой стали и из пластмассы. Приставные воздуховоды устраивают, как правило, у внутренних строительных конструкций: они могут размещаться у перегородок или компоноваться со встроенными шкафами, колоннами и т. д. (рис. III.5, *в—е*).

Если приставные воздуховоды по какой-либо причине размещаются у наружной стены, то между стеной и воздуховодом обязательно оставляют зазор не менее 5 см или делают утепление, чтобы предотвратить охлаждение воздуха, перемещаемого по воздуховоду, и снижение в связи с этим действующего давления. Кроме того, в воздуховодах, расположенных у наружных стен, может конденсироваться влага из удаляемого воздуха.

Воздуховоды, прокладываемые на чердаках или в неотапливаемых помещениях, выполняют из двойных гипсошлаковых или шлакобетонных плит толщиной 40—50 мм с воздушной прослойкой 40 мм (рис. III.6, *а*), либо из многопустотных гипсошлаковых или шлакобетонных плит толщиной 100 мм (рис. III.6, *б*). Термическое сопротивление стенок воздуховодов $R_{ст}$ должно быть не менее 0,5 (м²·К)/Вт.

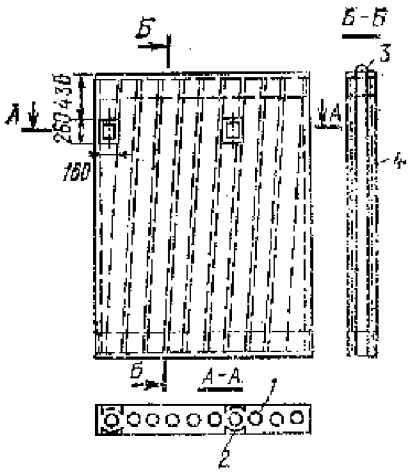


Рис. III.4. Вентиляционный блок-панель с наклонными каналами

1 — вытяжной канал; *2* — риска для вентиляционного отверстия; *3* — петля для подъема блока; *4* — металлическая арматурная сетка

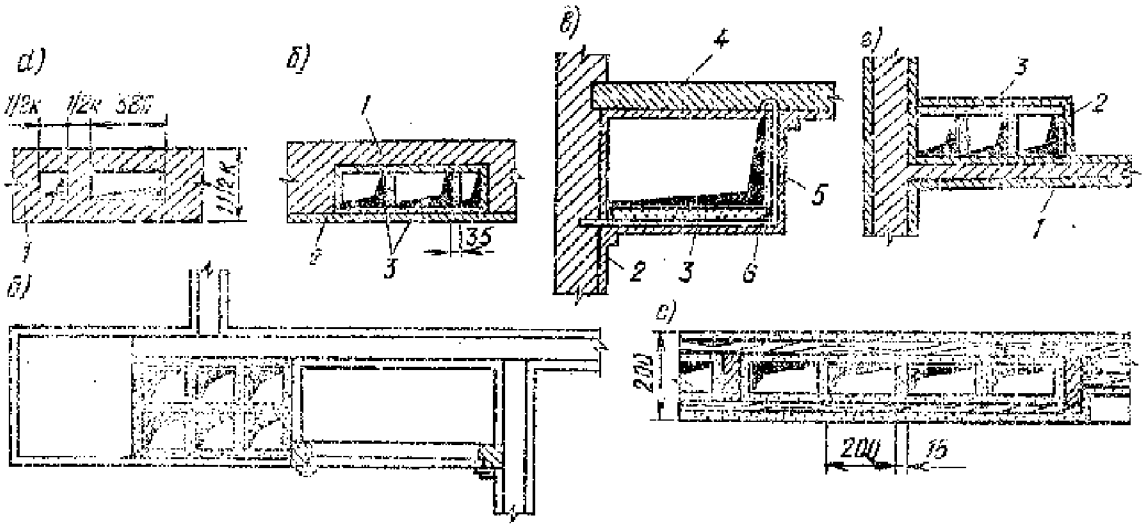


Рис. III.5. Конструкции вентиляционных каналов и воздуховодов

а — в кирпичных стенах, *б* — в бороздах стены, заделываемых плитами, *в* — подвесной воздуховод у потолка; *г* — приставные вертикальные каналы; *д* — компоновка каналов со встроенными панелями; *е* — каналы из гудай штукатурки в перегородках; *1* — кирпичные стены; *2* — штукатурка, *3* — гипсошлаковые плиты; *4* — перекрытие; *5* — подвеска стальная; *6* — крепление (50×50×4 мм)

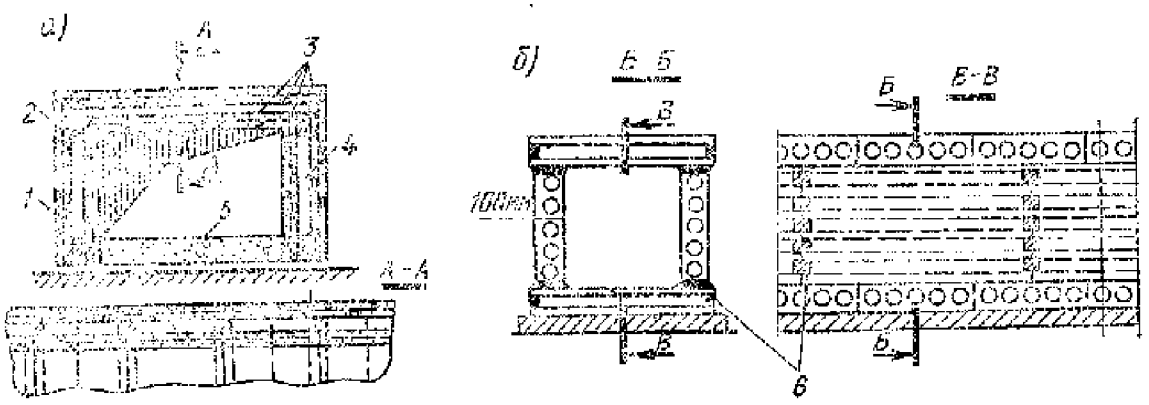


Рис. III.6. Воздуховоды, устраиваемые на чердаке или в неотапливаемых помещениях

1 — штукатурная дранка; *2* — арматура из пачечной стали; *3* — гипсошлаковые плиты; *4* — воздушная прокладка; *5* — заливка гипсом; *6* — место тщательной заделки гипсом на глубину 25 мм

Сборные воздуховоды на чердаке размещают по железобетонному покрытию с подстилкой одного ряда плит, который заливают цементным раствором слоем не менее 5 мм. Размер горизонтальных воздуховодов, расположенных на чердаках, следует принимать не менее 200×200 мм.

В бесчердачных зданиях каналы можно объединять в сборный воздуховод, устраивая его под потолком коридора, лестничных клеток и

других вспомогательных помещений. Нередко по архитектурным соображениям для объединения каналов в коридорах предусматривают подшивной потолок.

Сборные горизонтальные воздуховоды, предназначенные для перемещения воздуха с повышенной влажностью, выполняют с уклоном 0,01—0,015 к вытяжной шахте. Вода стекает по трубке через гидравлический затвор в канализацию. Над воздуховодами в местах перехода устраивают трапы (мостики) шириной 600—700 мм со ступенями и перилами.

В бесчердачных жилых зданиях вентиляционные каналы часто выводят без объединения в сборный воздуховод (рис. III.6).

Жалюзийные решетки. В местах забора или раздачи воздуха в приточных и вытяжных системах устанавливают жалюзийные решетки. Наиболее широко применяют жалюзийные решетки с подвижными пере-

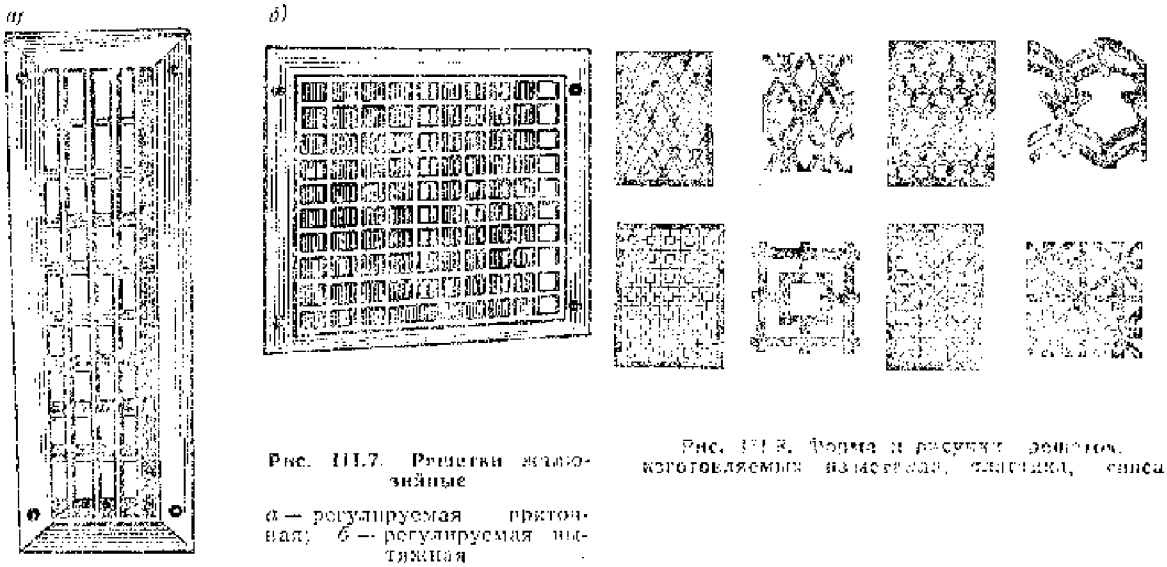


Рис. III.7. Решетки жалюзийные

а — регулируемая приточная; *б* — регулируемая вытяжная

Рис. III.8. Форма и рисунок решеток, изготовляемых из металла, пластмасс, гипса

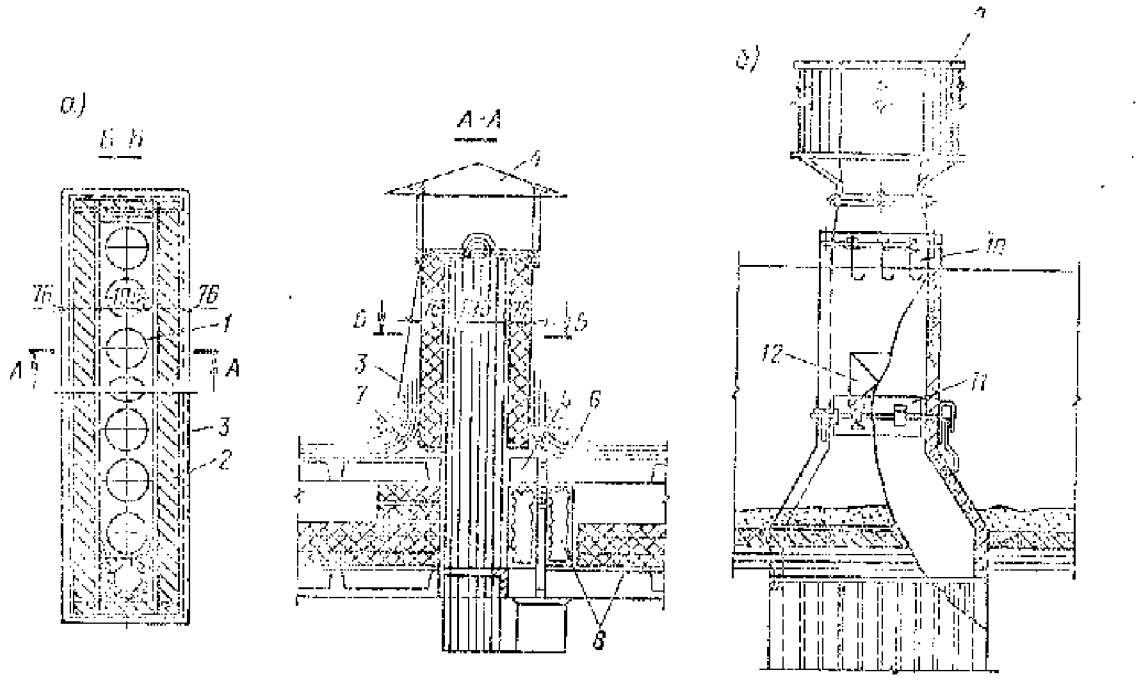


Рис. III.9. Вытяжные шахты

1 — железобетонный блок; *2* — щиты из цементно-фибролитовых плит (внешние поверхности утеплителя покрыты битумом); *3* — фартук из оцинкованной кровельной стали; *4* — зонт металлический; *5* — борт из асфальта или цементного раствора марки 100; *6* — рулонный гидроизоляционный ковер из четырех слоев рубероида; *7* — присыпка гравием на битуме; *8* — напель в комплекте; *9* — дефлектор; *10* — болты для крепления дефлектора, заделанные в стенки шахты; *11* — дроссель-клапан; *12* — люк

ями жалюзи (рис. III.7); стандартные размеры их приведены в справочниках. С помощью шнура или троса решетка может быть полностью открыта, полностью или частично закрыта. В газифицированных ванных комнатах и кухнях устанавливают нерегулируемые решетки.

При повышенных требованиях к внутренней отделке помещений решетки изготовляют из металла, пластика, гипса и придают им разнообразную форму и рисунок (рис. III.8). Однако гидравлическое сопротивление этих решеток, а также их площадь живого сечения должны быть, как и у стандартной решетки.

Вытяжные шахты. Высота шахты естественной вытяжной вентиляции над кровлей определяется так же, как и высота дымовой трубы отопительной печи (см. рис. III.8). Вытяжные шахты систем вентиляции жилых зданий рекомендуется устраивать с обособленными и объединенными каналами (рис. III.9). Шахты с обособленными каналами могут быть выполнены из бетонных блоков с утеплителем фибролитом (рис. III.9, *а*), с утолщенными стенками из шлакобетона, керамзитобетона или другого малотеплопроводного и влагостойкого материала, а также каркасными с эффективным утеплителем.

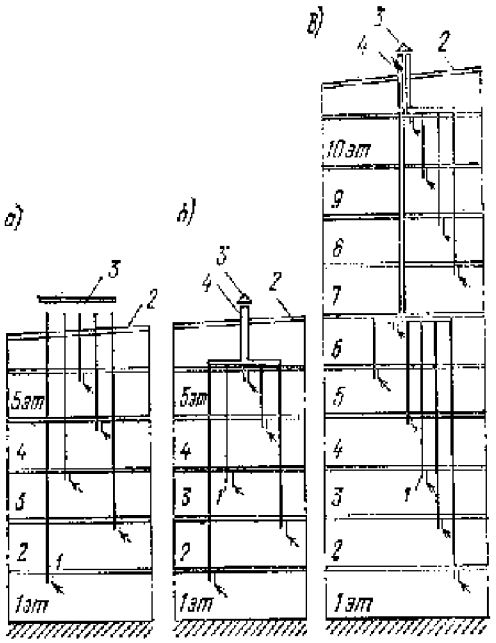


Рис. III.10. Схема вытяжных каналов жилых зданий

а — раздельные каналы; *б* — каналы, объединенные на чердаке здания; *в* — каналы, объединенные с этаже и на чердаке; *1* — жалюзийная решетка; *2* — крыша; *3* — зонт (или дефлектор); *4* — сборная вытяжная шахта

Шахты с объединенными каналами выполняют из легкого бетона (рис. III.9, *б*), каркасные — с заполнением малотеплопроводным огнестойким и влагостойким материалом (пенопластом, пеностеклом, пенокералитом и др.); из бетонных плит — с утеплением из досок толщиной 40 мм, обитых с внутренней стороны кровельной сталью по войлоку, смоченному в глиняном растворе, и оштукатуренных по драни с наружной стороны.

Согласно правилам пожарной профилактики, в жилых, общественных и вспомогательных производственных зданиях высотой до пяти этажей запрещается присоединять к одному вытяжному каналу помещения, расположенные в различных этажах здания. В зданиях же с числом этажей более пяти допускается объединение отдельных вертикальных вытяжных каналов из каждых четырех-пяти этажей в один сборный магистральный канал. Схемы объединения вытяжных каналов жилого дома показаны на рис. III.10.

§ 121. Определение естественного давления и расчет воздуховодов

В канальных системах естественной вытяжной вентиляции воздух перемещается в каналах и воздуховодах под действием естественного давления, возникающего вследствие разности давлений холодного наружного и теплого внутреннего воздуха.

Естественное давление Δp_e, Па, определяют по формуле

$$\Delta p_e = h_i g (\rho_н - \rho_в), \qquad (III.11)$$

где h_i — высота воздушного столба, принимаемая от центра вытяжного отверстия до устья вытяжной шахты, м;

$\rho_н$, $\rho_в$ — плотность соответственно наружного и внутреннего воздуха, кг/м³ (см. прил. 12).

Расчетное естественное давление для систем вентиляции жилых и общественных зданий, согласно СНиП II-33-75, определяется для температуры наружного воздуха +5° С. Считается, что при более высоких наружных температурах, когда естественное давление становится весьма незначительным, дополнительный воздухообмен можно получать, открывая более часто и на более продолжительное время форточки, фрамуги, а иногда и створки оконных рам.

Анализируя выражение (III.11), можно сделать следующие практические выводы.

1. Верхние этажи здания по сравнению с нижними находятся в менее благоприятных условиях, так как располагаемое давление здесь меньше.

2. Естественное давление становится бо́льшим при низкой температуре наружного воздуха и заметно уменьшается в теплое время года.

3. Охлаждение воздуха в воздуховодах (каналах) влечет за собой снижение действующего давления и может вызвать выпадение конденсата со всеми вытекающими при этом последствиями.

Кроме того, из выражения (III.11) следует, что естественное давление не зависит от длины горизонтальных воздуховодов, тогда как для преодоления сопротивлений в коротких ветвях воздуховодов, безусловно, требуется меньше давления, чем в ветвях значительной протяженности. На основании технико-экономических расчетов и опыта эксплуатации вытяжных систем вентиляции радиус действия их — от оси вытяжной шахты до оси наиболее удаленного отверстия — допускается не более 8 м.

Для нормальной работы системы естественной вентиляции необходимо, чтобы было сохранено равенство

$$\Sigma (Rl\beta + Z)\alpha = \Delta p_е, \qquad (III.12)$$

где R — удельная потеря давления на трение, Па/м;
l — длина воздуховодов (каналов), м;
Rl — потеря давления на трение расчетной ветви, Па;
Z — потеря давления на местные сопротивления, Па;
$\Delta p_е$ — располагаемое давление, Па;
α — коэффициент запаса, равный 1,1—1,15;
β — поправочный коэффициент на шероховатость поверхности.

Расчету воздуховодов (каналов) должна предшествовать следующая расчетно-графическая работа.

1. Определение воздухообменов для каждого помещения по кратностям (согласно СНиП соответствующего здания) или по расчету (см. § 116). При этой работе заполняется бланк следующей формы (табл. III.3).

Таблица III.3. **Воздухообмен**

№ помещения	Наименование помещения	Размер помещения, м			Объем помещения, м³	Кратность		Воздухообмен				Размеры сечения каналов, см		Число каналов	
		ширина	длина	высота		приток	вытяжка	приток, м³/ч	№ установки	вытяжка, м³/ч	№ установки	приток	вытяжка	приточных	вытяжных
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

2. Компоновка систем вентиляции. В одну систему объединяют только одноименные или близкие по назначению помещения. Системы вентиляции квартир, общежитий и гостиниц не совмещают с системами

вентиляции детских садов и яслей, торговых и других учреждений, находящихся в том же здании. Санитарные узлы во всех случаях обслуживаются самостоятельными системами и при пяти унитазах и более оборудуются механическими побудителями. В детских садах и яслях рекомендуется устраивать вытяжные системы естественной вентиляции, самостоятельные для каждой группы детей, объединяя помещения с учетом их назначения (СНиП II-Л.3-71). В курительных комнатах, как правило, осуществляется механическая вентиляция. Вытяжку из комнат жилого дома с окнами, выходящими на одну сторону, рекомендуется объединять в одну систему.

Таблица III.4. Эквивалентные по трению диаметры для кирпичных каналов

Размер в кирпичах	Площадь, м²	$d_э$, мм
½×½	0,02	140
½×1	0,038	180
1×1	0,073	265
1×1½	0,11	320
1×2	0,14	375
2×2	0,28	545

Примечание. Для каналов квадратного сечения эквивалентный по трению диаметр $d_э$ равен стороне квадратного канала a.

3. Графическое изображение на планах этажей и чердака элементов системы (каналов и воздуховодов, вытяжных отверстий и жалюзийных решеток, вытяжных шахт). Против вытяжных отверстий помещений указывается количество воздуха, удаляемого по каналу. Транзитные каналы, обслуживающие помещения нижних этажей, рекомендуется обозначать римскими цифрами (I, II, III и т. д.). Все системы вентиляции должны быть пронумерованы.

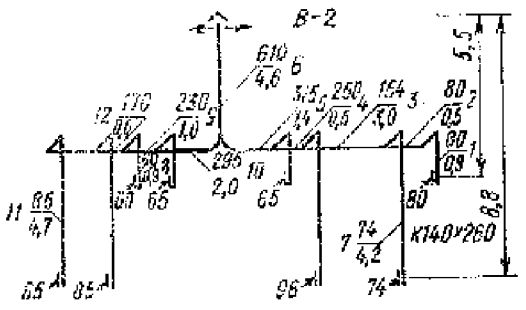


Рис. III.11. Схема системы вытяжной вентиляции (к примеру расчета воздуховода)

4. Вычерчивание аксонометрических схем в линиях, или, что лучше, с изображением внешних очертаний всех элементов системы. На схемах в кружке у выносной черты проставляется номер участка, над чертой указывается нагрузка участка, м³/ч, а под чертой — длина участка, м. Пример такой схемы вытяжной системы вентиляции показан на рис. III.11.

Аэродинамический расчет воздуховодов (каналов) выполняют по таблице или номограммам, составленным для стальных воздуховодов круглого сечения при $\rho_в$=1,205 кг/м³, $t_в$=20° С. В них взаимосвязаны величины L, R, w, h_w и d.

Таблица для расчета стальных воздуховодов круглого сечения приводится в прил. 13. Номограмма для расчета стальных воздуховодов круглого сечения системы естественной вентиляции показана на рис. III.12. Чтобы воспользоваться таблицей или номограммой для расчета воздуховода прямоугольного сечения, необходимо предварительно определить соответствующую величину равновеликого (эквивалентного) диаметра, т. е. такого диаметра круглого воздуховода, при котором для той же скорости движения воздуха, как и в прямоугольном воздуховоде, удельные потери давления на трение были бы равны. Диаметр определяется по формуле

$$d_э = \frac{2ab}{a+b}, \qquad \text{(III.13)}$$

где a, b — размеры сторон прямоугольного воздуховода, м.

Эквивалентные по трению диаметры для кирпичных каналов приведены в табл. III.4.

Если воздуховоды имеют шероховатую поверхность, то коэффициент трения для них, а следовательно, и удельная потеря давления на трение будут соответственно больше, чем указано в таблице или номограмме для стальных воздуховодов. Поправочные коэффициенты на шероховатость поверхности воздуховода приведены в табл. III.5.

Таблица III.5. **Значение коэффициентов шероховатости** β

Скорость движения воздуха, м/с	При материале воздуховода			
	шлакогипсе	шлакобетоне	кирпиче	штукатурке по сетке
0,4	1,08	1,11	1,25	1,48
0,8	1,13	1,19	1,4	1,69
1,2	1,18	1,25	1,5	1,84
1,6	1,22	1,31	1,58	1,95
2	1,25	1,35	1,65	2,04
2,4	1,28	1,38	1,7	2,11
3	1,32	1,43	1,77	2,2
4	1,37	1,49	1,86	2,32
5	1,41	1,54	1,93	2,41
6	1,44	1,58	1,98	2,48
7	1,47	1,61	2,03	2,54
8	1,49	1,64	2,06	2,58

Методика расчета воздуховодов (каналов) систем естественной вентиляции может быть представлена в следующем виде.

1. При заданных объемах воздуха, подлежащего перемещению по каждому участку каналов, принимают скорость его движения.

2. По объему воздуха и принятой скорости определяют предварительно площадь сечения каналов. Потери давления на трение и местные сопротивления для таких сечений каналов выявляют по таблицам или номограммам.

3. Сравнивают полученные суммарные сопротивления с располагаемым давлением. Если эти величины совпадают, то предварительно полученные площади сечения каналов могут быть приняты как окончательные. Если же потери давления оказались меньше или больше располагаемого давления, то площадь сечения каналов следует увеличить или, наоборот, уменьшить, т. е. поступать так же, как при расчете трубопровода системы отопления.

При предварительном определении площади сечений каналов систем естественной вентиляции можно задаваться следующими скоростями движения воздуха: в вертикальных каналах верхнего этажа w=0,5—0,6 м/с, из каждого нижерасположенного этажа на 0,1 м/с больше, чем из предыдущего, но не выше 1 м/с; в сборных воздуховодах $w \geqslant 1$ м/с и в вытяжной шахте w=1—1,5 м/с.

Если при расчете воздуховодов задана площадь сечения каналов и известен часовой расход воздуха, то скорость w, м/с, определяется по формуле

$$w = \frac{L}{3600f}, \qquad \text{(III.14)}$$

где f — площадь сечения канала или воздуховода, м²;
L — объем вентиляционного воздуха, м³/ч.

Потери давления на местные сопротивления

$$Z = \Sigma\xi h_w,$$

где $\Sigma\xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений;
h_w — динамическое давление, Па.

Динамическое давление h_w определяется по дополнительной шкале номограммы для расчета воздуховодов (приведена с правой стороны номограммы).

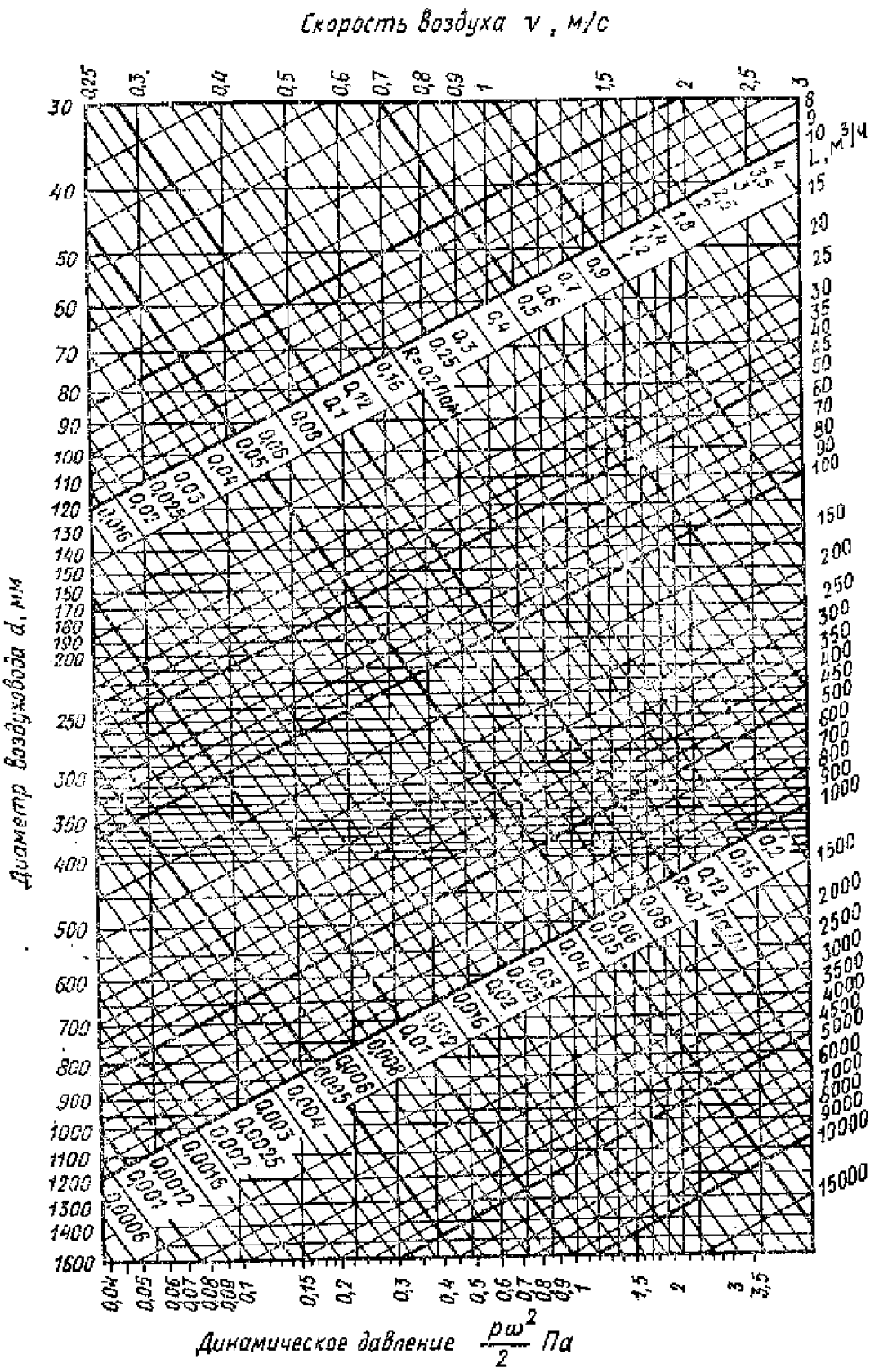


Рис. III.12. Номограмма для расчета круглых стальных воздуховодов

Местные сопротивления в системе вентиляции во многих случаях существенно зависят от соотношений размеров фасонных частей и других вентиляционных элементов, а в тройниках-крестовинах — от соотношений сосдиняемых или делимых потоков. Численные приближенные значения коэффициентов местного сопротивления приведены в прил. 14.

Пример III.1. Рассчитать воздуховоды системы естественной вытяжной вентиляции, обслуживающей врачебные кабинеты двухэтажного здания поликлиники. Аксонометрическая схема системы вентиляции с указанием объема воздуха, проходящего по каждому участку, длин и номеров участков показана на рис. III.11.

Воздух удаляется из верхней зоны помещений на высоте 0,5 м от потолка. Высота этажей, включая толщину перекрытия, 3,3 м. Высота чердака под коньком крыши 3,6 м.

Решение. Температура наружного воздуха для расчета вытяжной системы естественной вентиляции принимается равной $+5°$ С ($\rho_5 = 1{,}27$ кг/м³). Внутренняя температура воздуха во врачебных кабинетах, согласно СНиП, должна быть 20° С ($\rho_{20} = 1{,}205$ кг/м³).

При высоте чердака 3,6 м принимаем высоту вытяжной шахты, исчисляя ее от оси горизонтального воздуховода для устья шахты, 4,6 м.

Располагаемое естественное давление в системе вентиляции для помещений второго этажа, согласно формуле (III.11), равно

$$\Delta p_2 = 5{,}5\,(1{,}27 - 1{,}205)\,9{,}8 = 3{,}53 \text{ Па},$$

а для помещений первого этажа

$$\Delta p_1 = 8{,}8\,(1{,}27 - 1{,}205)\,9{,}8 = 5{,}59 \text{ Па}.$$

Расчет воздуховодов начинаем с наиболее неблагоприятно расположенного канала, для которого возможная удельная потеря давления имеет наименьшее значение.

Из схемы системы вентиляции видно, что таким будет канал второго этажа правой ветки, обозначенный № 1.

Действительно, возможная удельная потеря давления для участков *1, 2, 3, 4, 5* и *6* при общей длине их

$$\Sigma l = 0{,}9 + 0{,}5 + 3 + 1{,}4 + 0{,}5 + 4{,}6 = 10{,}9 \text{ м}$$

будет

$$\Delta p_{\text{уд}_2} = \frac{3{,}53}{10{,}9} = 0{,}32 \text{ Па},$$

а для участков *7, 3, 4, 5* и *6* при общей длине их

$$\Sigma l = 4{,}2 + 3 + 0{,}5 + 1{,}4 + 4{,}6 = 13{,}7 \text{ м}$$

$$\Delta p_{\text{уд}_1} = \frac{5{,}59}{13{,}7} = 0{,}41 \text{ Па}.$$

Приступаем к расчетам участков *1, 2, 3, 4, 5* и *6*, для которых удельное давление получилось меньше.

Участок 1. Для определения площади сечения канала участка *1* задаемся скоростью движения воздуха в нем 0,6 м/с. При этой скорости и количестве уделяемого воздуха по каналу $L = 80$ м³/ч площадь сечения канала f, м², по формуле (III.14) должна быть

$$f = \frac{80}{3600 \cdot 0{,}6} = 0{,}037 \text{ м}^2.$$

Принимаем для участка *1* кирпичный канал 1/2×1 кирпич.

Площадь сечения канала с учетом швов $f = 0{,}038$ м². При этой площади сечения фактически скорость движения воздуха w, м/с,

$$w = \frac{L}{3600f} = \frac{80}{3600 \cdot 0{,}038} = 0{,}58 \text{ м/с}.$$

Так как этот канал прямоугольного сечения, для определения потери давления на трение необходимо установить по табл. III.4 эквивалентный диаметр. Он будет равен 180 мм.

Пользуясь приведенной выше номограммой (см. рис. III.12), находим, что при скорости движения воздуха 0,58 м/с в воздуховоде диаметром 180 мм потеря давления на трение на 1 м воздуховода равна 0,04 Па, а на всем участке *1* длиной 0,9 м с учетом коэффициента шероховатости (см. табл. III.5)

$$Rl\beta = 0{,}04 \cdot 0{,}9 \cdot 1{,}32 = 0{,}047.$$

Далее по прил. 14 находим сумму коэффициентов местных сопротивлений участка:
вход в жалюзийную решетку с поворотом потока $\xi = 2$;
два прямоугольных колена в верхней части канала

$$\xi = 2 \cdot 1{,}26 = 2{,}52.$$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений для участка *1*

$$\Sigma\xi = 2 + 2{,}52 = 4{,}52.$$

Динамическое давление h_w находим по скорости движения воздуха 0,58 м/с на номограмме внизу; оно равно 0,19 Па.

Потеря давления на местные сопротивления Z участка *1* определяем, умножая величину $\Sigma\xi$ на $h_д$:

$$Z = 4{,}52 \cdot 0{,}19 = 0{,}86 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке *1* составляет

$$Rl\beta + Z = 0{,}047 + 0{,}86 = 0{,}91 \text{ Па}.$$

Участок 2. На участках *1* и *2* количество движущегося воздуха одинаково (80 м³/ч), но площади сечения кирпичного канала и горизонтального гипсошлакового короба разные.

Горизонтальный гипсошлаковый короб принимаем размером 220×220 мм (f = = 0,048 м²). Эквивалентный диаметр $d_э$ = 220 мм. Скорость движения воздуха на участке

$$w = \frac{80}{3600 \cdot 0{,}048} = 0{,}47 \text{ м/с},$$

что при длине участка 0,5 м можно допустить, учитывая, что шлакогипсовые двойные короба не изготовляются размером меньшим, чем 220×220 мм.

При $d_э$ = 220 мм и w = 0,47 м/с потеря давления на трение на этом участке с учетом коэффициента шероховатости будет

$$Rl\beta = 0{,}046 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}09 = 0{,}014 \text{ Па}.$$

На участке *2* имеется лишь одно местное сопротивление через тройник. По прил. 14 находим, что сопротивление тройника на проход ξ = 1,15.

Динамическое давление $h_д$ при w = 0,47 м/с равно 0,13 Па. Потеря давления на местные сопротивления

$$Z = 1{,}15 \cdot 0{,}13 = 0{,}15 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке *2*

$$Rl\beta + Z = 0{,}014 + 0{,}15 = 0{,}16 \text{ Па}.$$

Участок 3. Согласно данным, приведенным выше, задаемся скоростью движения воздуха на участке *3* в 1 м/с. Тогда при количестве удаляемого воздуха L = 154 м³/ч по участку *3* площадь сечения короба должна быть равна

$$f = \frac{154}{3600 \cdot 1} = 0{,}043 \text{ м}^2.$$

Принимаем короб из гипсошлаковых плит размером 220×220 мм, эквивалентный диаметр $d_э$ = 220 мм; фактическая скорость движения воздуха в воздуховоде будет w = = 0,89 м/с. При этих условиях потеря давления на трение на участке равна

$$Rl\beta = 0{,}065 \cdot 3 \cdot 1{,}14 = 0{,}22 \text{ Па}.$$

На участке *3* имеется лишь одно местное сопротивление при проходе через тройник в следующий участок *4*.

По прил. 14 интерполяцией находим, что коэффициент местного сопротивления тройника ξ = 0,65; динамическое давление при w = 0,89 м/с равно 0,49 Па.

Потеря давления на местные сопротивления участка *2*

$$Z = 0{,}65 \cdot 0{,}49 = 0{,}32 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке *2* составляет

$$Rl\beta + Z = 0{,}22 + 0{,}32 = 0{,}54 \text{ Па}$$

Участок 4. На участке *4* размер воздуховода принимаем 300×300 мм.

При количестве удаляемого воздуха L = 250 м³/ч и площади сечения воздуховода f = 0,09 м² скорость равна

$$w = \frac{250}{3600 \cdot 0{,}09} = 0{,}77 \text{ м/с}.$$

При $d_э$ = 300 мм и w = 0,77 м/с потери давления на трение на участке *4*

$$Rl\beta = 0{,}034 \cdot 0{,}5 \cdot 1{,}12 = 0{,}02 \text{ Па}.$$

На участке *4* имеется тройник на проходе, и коэффициент местного сопротивления ξ равен 0,4.

Динамическое давление при скорости удаляемого воздуха 0,77 м/с равно 0,37 Па. Потеря давления на местное сопротивление участка *4* (в тройнике)

$$Z = 0{,}4 \cdot 0{,}37 = 0{,}15 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке *4*

$$Rl\beta + Z = 0{,}02 + 0{,}15 = 0{,}17 \text{ Па}.$$

Участок 5. На участке 5 размеры короба не изменяем, и скорость воздуха на этом участке

$$w = \frac{315}{3600 \cdot 0,09} = 0,97 \text{ м/с},$$

При $w = 0,97$ м/с и $d_э = 300$ мм потеря давления на трение составляет

$$Rl\beta = 0,052 \cdot 1,4 \cdot 1,15 = 0,084 \text{ Па}.$$

На участке 5 имеется тройник на всасывание с $\xi = 0,8$.

Динамическое давление при скорости движения воздуха 0,97 м/с равно 0,57 Па.

Потеря давления на местное сопротивление на участке 5

$$Z = 0,8 \cdot 0,57 = 0,46 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке 5

$$Rl\beta + Z = 0,084 + 0,46 = 0,54 \text{ Па};$$

Участок 6. На участке 6 размер короба увеличиваем до 400×400 мм, так как суммарное количество воздуха, удаляемого системой вентиляции, равно 610 м³/ч.

Фактическая скорость движения воздуха в шахте

$$w = \frac{610}{3600 \cdot 0,16} = 1,06 \text{ м/с},$$

При $w = 1,06$ м/с и $d_э = 400$ мм потеря давления на участке составит

$$Rl\beta = 0,043 \cdot 4,6 \cdot 1,16 = 0,23 \text{ Па}.$$

На участке 6 имеется два вида местного сопротивления — утепленный клапан и деревянная утепленная шахта с зонтом. Коэффициент местного сопротивления ξ утепленного клапана 0,1, а вытяжной шахты с зонтом — 1,3.

Динамическое давление при скорости движения воздуха 1,06 м/с $h_w = 0,66$ Па.

Потеря давления на преодоление местных сопротивлений

$$Z = 1,4 \cdot 0,66 = 0,92 \text{ Па}.$$

Общая потеря давления на участке 6

$$Rl\beta + Z = 0,23 + 0,92 = 1,15.$$

Суммарная потеря давления в ветке

$$\Sigma (Rl\beta + Z) = 0,91 + 0,16 + 0,54 + 0,17 + 0,54 + 1,15 = 3,47 \text{ Па}$$

при располагаемом давлении в системе для второго этажа $\Delta p_2 = 3,53$ Па.

Дальнейший подбор площади сечений каналов и короба должен быть произведен с увязкой потерь давления. Так, например, для участка 7 канала, обслуживающего кабинет первого этажа, необходимо из общего давления $\Delta p_1 = 5,59$ Па вычесть потерю давления на участках 3, 4, 5, 6, которые мы уже рассчитали.

В результате будем иметь

$$5,59 - (3,47 - 1,07) = 3,19 \text{ Па},$$

Потеря давления на участке 7 составляет 0,67 Па (табл. III.7), т. е. избыточное давление на этом участке

$$3,20 - 0,67 = 2,53 \text{ Па}.$$

Таблица III.6. Значение коэффициента местного сопротивления ξ

№ участка	Местное сопротивление	ξ	$\Sigma \xi$
1	Вход в жалюзийную решетку с поворотом потока	2	4,52
	Колено прямоугольное 2×1,26	2,52	
2	Тройник на проход	1,15	1,15
3	То же	0,65	0,65
4	Тройник		
	на проход	0,4	0,4
	на всасывание	0,8	0,8
5	Клапан утепленный	0,1	1,4
6	Шахта с зонтом	1,3	

Таблица III.7. **Результаты расчета воздуховодов системы естественной вытяжной вентиляции (рис. III.11)**

№ участка	L, м³/ч	l, м	$a \times b$, мм	$d_э$, м	f, м²	ω, м/с	R, Па/м	$Rl\beta$, Па	$h_{дин}$, Па	$\Sigma\xi$	Z, Па	$Rl\beta + Z$, Па
1	80	0,9	140×260	180	0,038	0,58	0,04	0,047	0,19	4,52	0,86	0,91
2	80	0,5	220×220	220	0,048	0,47	0,026	0,014	0,13	1,15	0,15	0,16
3	154	3	220×220	220	0,048	0,89	0,065	0,22	0,49	0,65	0,32	0,54
4	250	0,5	300×300	300	0,09	0,77	0,034	0,020	0,37	0,4	0,15	0,17
5	315	1,4	300×300	300	0,09	0,97	0,052	0,084	0,57	0,8	0,46	0,54
6	610	4,6	400×400	400	0,16	1,06	0,043	0,023	0,66	1,4	0,92 2,86	1,15 3,48
7	74	4,2	140×260	180	0,038	0,54	0,035	0,15	0,18	2,88	0,52	0,67

Потери давления на участках *8*, *9* и *10* должны быть равны располагаемому давлению для каналов второго этажа за вычетом потери давления в вытяжной шахте, которая уже определена (см. участок *6*). Потери давления на участках *11* и *12* должны быть равны располагаемому давлению для каналов первого этажа, уменьшенному на суммарную потерю участков *6*, *9* и *10*.

Сечение канала *13* подбирается по располагаемому давлению для первого этажа за вычетом суммарной потери давления на участках *12*, *10*, *9* и *6*.

В процессе расчета воздуховодов системы вентиляции заполняются специальные бланки (табл. III.6 и III.7).

§ 12.2. Дефлекторы

Дефлекторами называются специальные насадки, устанавливаемые на концах труб или шахт, а также непосредственно над вытяжными отверстиями в крышах производственных зданий. Назначение дефлектора — усилить вытяжку загрязненного воздуха из различных помещений. Работа дефлектора основана на использовании энергии потока воздуха — ветра, который, ударяясь о поверхность дефлектора и обтекая его, создает возле большей части его периметра разрежение, что и усиливает вытяжку воздуха из помещений.

Дефлекторы изготовляют различных конструкций и размеров. Наиболее распространены дефлекторы ЦАГИ круглой и квадратной форм. На рис. III.13 показан дефлектор ЦАГИ круглой формы. Размеры отдельных элементов дефлектора указаны в долях диаметра его патрубка. Номер дефлектора соответствует диаметру патрубка в дециметрах. Дефлектор ЦАГИ квадратной формы состоит в основном из тех же элементов, что и круглый.

Ориентировочно определить диаметр патрубка дефлектора типа ЦАГИ можно по формуле

$$d = 0{,}0188\sqrt{L/\omega_д}\,; \qquad \text{(III.15)}$$

Скорость воздуха в патрубке дефлектора при учете только давления, возникающего в нем за счет действия ветра, определяют по формуле

$$\omega_д = \sqrt{\frac{0{,}4\omega_в^2}{1{,}2 + \Sigma\xi + 0{,}02\frac{l}{d}}}, \qquad \text{(III.16)}$$

а с учетом давления ветра и теплового давления — по формуле

$$\omega_д = \sqrt{\frac{0{,}4\omega_в^2 + 1{,}6p}{1{,}2 + \Sigma\xi + 0{,}02\frac{l}{d}}}, \qquad \text{(III.17)}$$

где $\omega_в$ — скорость ветра, м/с;

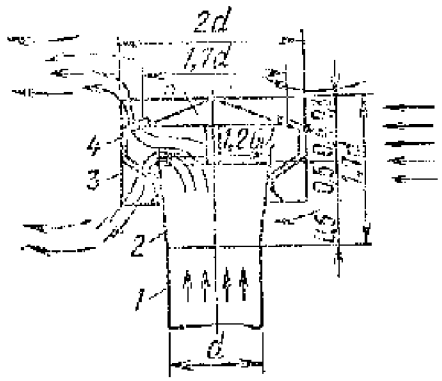


Рис. III.13. Дефлектор ЦАГИ

1 — патрубок; *2* — диффузор; *3* — корпус дефлектора; *4* — лапки для крепления зонта-колпака; *5* — зонт-колпак

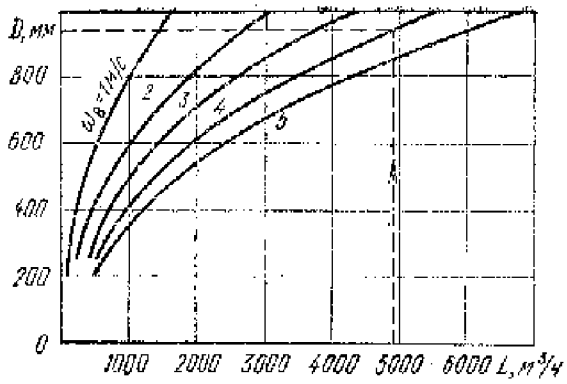


Рис. III.14. Номограмма для подбора дефлекторов ЦАГИ

$\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местного сопротивления вытяжного воздуховода; при его отсутствии $\zeta = 0{,}5$ (вход в патрубок дефлектора);
l — длина патрубка дефлектора или вытяжного воздуховода, м;
p — тепловое давление, равное $hg(\rho_н - \rho_в)$.

Скорость движения воздуха в патрубке дефлектора составляет приблизительно 0,2—0,4 скорости движения ветра, т. е.

$$\omega_д = (0{,}2 - 0{,}4)\,\omega_в.$$

Если дефлектор устанавливается непосредственно в перекрытии без вытяжной трубы, скорость движения воздуха в патрубке дефлектора будет несколько больше 0,5 $\omega_в$.

Для подбора дефлектора типа ЦАГИ при установке его на крыше или шахте с незначительными сопротивлениями дефлектора до патрубка можно пользоваться номограммами А. Я. Мозгова (29). Номограмма для подбора дефлектора по скорости ветра без учета теплового давления приведена на рис. III.14.

Дефлекторы рекомендуется устанавливать в наиболее высоких точках, непосредственно обдуваемых ветром. Нельзя ставить дефлекторы в зоне подпора ветра, например перед стеной, на которую направлен ветер, вблизи выступающих брандмауэров и т. п., так как в этих условиях возможно опрокидывание тяги, т. е. задувание наружного воздуха внутрь помещения. Не следует также устанавливать дефлекторы между высокими зданиями (в аэродинамической тени).

§ 122. Краткие сведения об аэрации зданий

Аэрацией зданий называется организованный и управляемый естественный воздухообмен через открывающиеся фрамуги в окнах и вентиляционно-световые фонари с использованием теплового и ветрового давлений.

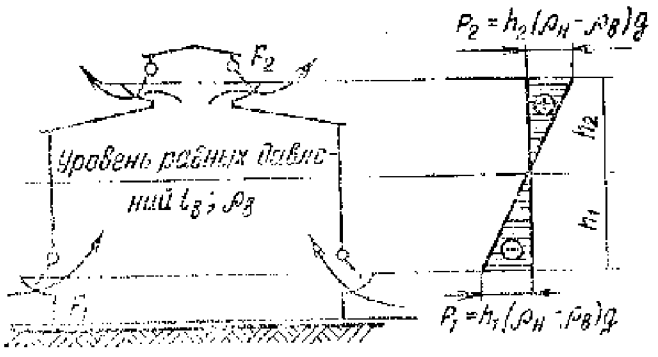


Рис. III.15. Схема аэрации здания

Аэрация широко применяется в производственных зданиях с большими теплоизбытками и позволяет осуществлять воздухообмены, достигающие миллионов кубических метров в 1 ч.

Тепловое давление, в

результате которого воздух поступает в помещение и выходит из него, образующееся за счет разности температур наружного и внутреннего воздуха, регулируется различной степенью открытия фрамуг и фонарей. Разность этих давлений на одном и том же уровне называется внутренним избыточным давлением и обозначается $p_{изб}$; при этом $p_{изб}$ может быть как положительной, так и отрицательной величиной (рис. III.15).

Очевидно, что превышение наружного давления над внутренним (при отрицательном значении $p_{изб}$) обусловливает поступление воздуха через отверстие в наружном ограждении внутрь помещения, а превышение внутреннего давления над наружным (при положительном значении $p_{изб}$), наоборот, — выход его из помещения. Если $p_{изб}=0$, то движения воздуха через отверстие не будет. Плоскость, где внутреннее избыточное давление равно нулю, называется нейтральной зоной.

Расстояния нейтральной зоны от середины вытяжного и приточного отверстий обратно пропорционально квадратам площадей отверстий; при этом нейтральная зона располагается ближе к большему отверстию.

Если

$$F_1 = F_2,$$

то

$$h_1 = h_2 = h/2.$$

Следовательно, при равных отверстиях нейтральная зона находится посредине.

Заметим, что нейтральная зона в помещении может быть только при действии одних теплоизбытков; при ветре или ветре с теплоизбытками она резко смещается вверх и исчезает.

Связь между расходом воздуха, который протекает через отверстие, имеющее площадь F, и разностью давлений внутри и снаружи однопролетного цеха выражается формулой

$$G = \mu F \sqrt{2\rho\Delta p}, \qquad \text{(III.18)}$$

где G — массовый секундный расход воздуха, кг/с;
μ — коэффициент расхода, зависящий от условий истечения;
ρ — плотность воздуха в исходном состоянии, кг/м³;
Δp — разность давлений внутри и снаружи помещения в данном отверстии, Па.

Ориентировочное количество воздуха L, м³/ч, выходящего из цеха через 1 м² отверстия, с учетом только теплового давления и при условии равенства площадей отверстий в стенах и фонарях и коэффициенте расхода $\mu=0{,}6$ можно определить по упрощенной формуле

$$L = 420\sqrt{h\Delta t}, \qquad \text{(III.19)}$$

где h — расстояние между центрами нижних и верхних отверстий, м;
Δt — разность температур средней (по высоте) в помещении и наружной, град.

Если значение μ будет иным, то для получения удельного воздухообмена нужно выражение для L (III.19) разделить на 0,6 и умножить на новое значение μ:

$$L = \frac{420\mu}{0{,}6}\sqrt{h\Delta t}, \qquad \text{(III.20)}$$

Аэрация с использованием ветрового давления основана на том, что на наветренных поверхностях здания возникает избыточное давление, а на заветренных сторонах — разрежение (рис. III.16).

Ветровое давление на поверхности ограждения определяют из выражения

$$p_в = k\frac{w^2\rho}{2}, \qquad \text{(III.21)}$$

где k — аэродинамический коэффициент, показывающий, какая доля динамического давления ветра преобразуется в давление на данном участке ограждения или кровли. Значения k определяют обычно путем обдувания воздухонепроницаемых моделей здания потоком воздуха в аэродинамической трубе. Можно полагать в среднем для наветренной стороны $k=+0{,}6$, а для подветренной $k=-0{,}3$.

Большая роль в осуществлении аэрации зданий принадлежит инженеру-строителю. В связи с этим приводим наиболее важные рекомендации архитектурно-планировочного и конструктивного характера по аэрации производственных зданий.

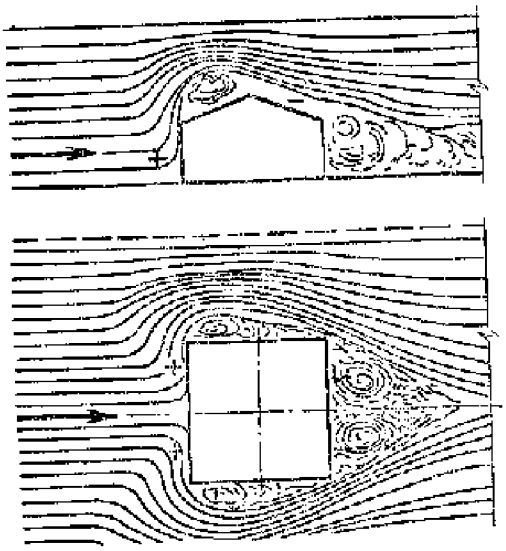


Рис. III.16. Движение воздушных масс у здания (вертикальная и горизонтальная проекции)

1. В многопролетных цехах как приток, так и вытяжку воздуха целесообразно осуществлять преимущественно через открывающиеся фрамуги фонарей, в однопролетных цехах — приток через просмы в наружных стенах, а вытяжку — через фонари. Для регулирования поступления и выхода воздуха открывающиеся фрамуги и створки фонаря снабжаются специальными механизмами, управляемыми с пола.

2. При проектировании многопролетных производственных зданий необходимо учитывать количество и характер вредных веществ, выделяющихся в каждом пролете, и в связи с этим принимать решение о профиле крыши, форме фонаря, взаимном расположении их и высоте пролетов.

При неудачном решении этих вопросов нельзя применять аэрацию, так как воздух на крыше перегрет и оказывается сильно загрязненным газами и пылью.

3. Пролеты в зданиях со значительными теплоизбытками и выделениями вредных газов следует располагать по периметру зданий так, чтобы они прилегали к наружной стене наибольшей протяженности.

4. Для обеспечения достаточного притока чистого воздуха наилучшим планировочным решением является конструкция цехов с открытыми продольными наружными стенами, т. е. без пристроек. Бытовые помещения во многих случаях целесообразно размещать в торцах здания.

5. Большое значение при аэрации цеха имеет его высота. Для цехов с большими тепловыделениями высота их должна быть не меньше 10 м.

6. В зданиях, где аэрация осуществляется в летнее и зимнее время года, для подачи наружного воздуха зимой приточные отверстия должны размещаться на высоте не менее 4 м от пола. При низких наружных температурах часть объема вентиляционного воздуха рекомендуется вводить в помещение вентилятором с подогревом его до 10—12° С.

В цехах небольшой высоты подача неподогретого воздуха допускается на отметке ниже 4 м, но при условии устранения непосредственного воздействия холодного воздуха на работающих, например, с помощью козырьков, направляющих воздух вверх.

7. При аэрации воздух из цехов должен удаляться через незадуваемые фонари, а также через шахты круглого и квадратного сечений, снабженные дефлекторами.

§ 124. Приточные и вытяжные системы общеобменной вентиляции

Системы механической вентиляции по сравнению с естественной более сложны в конструктивном отношении и требуют больших первоначальных затрат и эксплуатационных расходов. Вместе с тем они имеют ряд преимуществ. К основным их достоинствам относятся: независимость от температурых колебаний наружного воздуха и его давления, а также скорости ветра; подаваемый и удаляемый воздух можно пере-

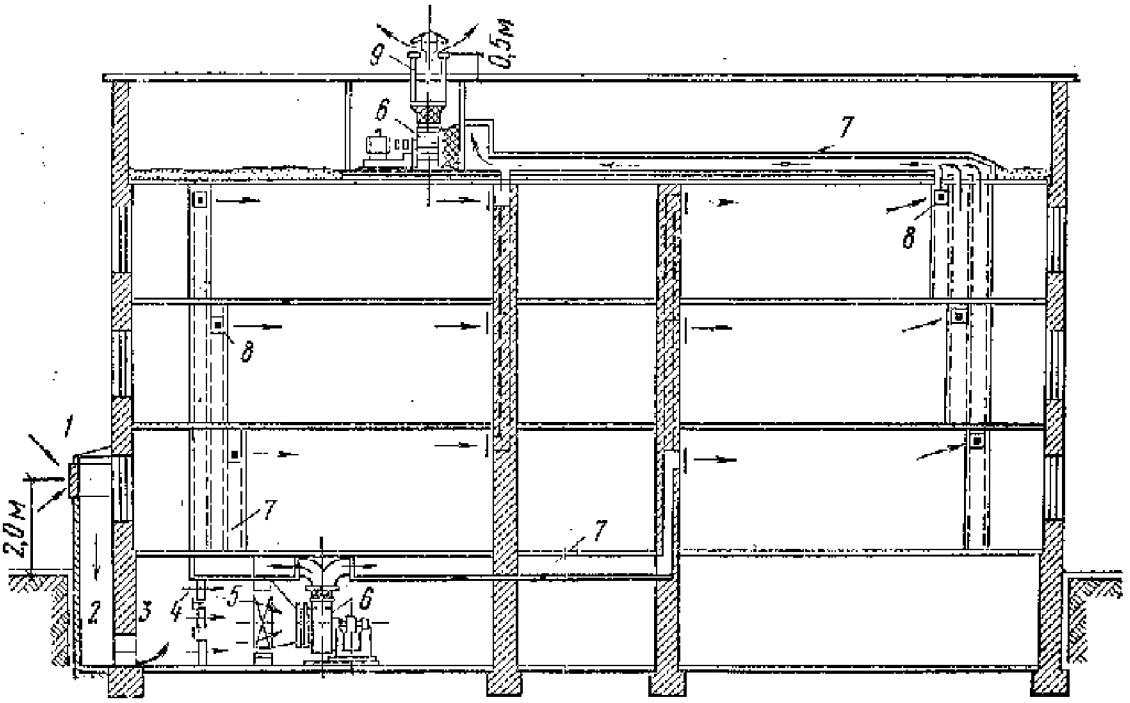


Рис. III.17. Приточно-вытяжная вентиляция общественного здания

1 — жалюзийная решетка; *2* — воздухозаборное устройство; *3* — утепленный клапан; *4* — фильтр; *5* — калориферы; *6* — вентилятор; *7* — каналы и воздуховоды; *8* — жалюзийные решетки, вытяжные и приточные; *9* — вытяжная шахта

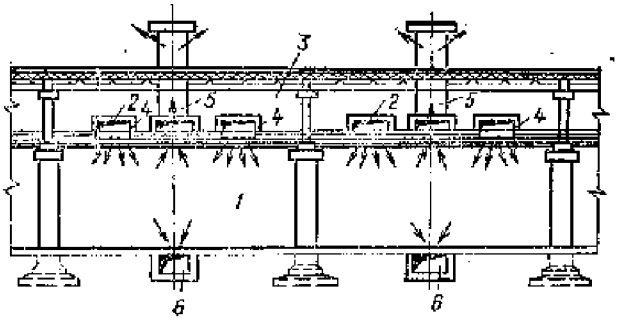


Рис. III.18 Схема приточно-вытяжной вентиляции производственного здания

1 — рабочий зал; *2* — приточные каналы; *3* — технический чердак; *4* — щелевидные отверстия с направляющими лопатками; *5* — вытяжные шахты; *6* — подпольные каналы

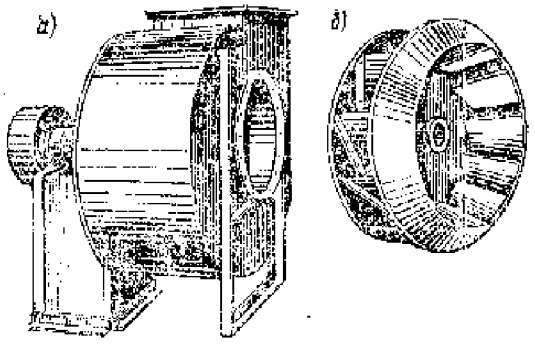


Рис. III.19. Центробежный вентилятор

а — общий вид; *б* — колесо вентилятора

мещать на значительные расстояния; воздух, подаваемый в помещение, можно обрабатывать, т. е. нагревать или охлаждать, очищать, увлажнять и осушать.

Вследствие этого механическая вентиляция, как приточная, так и вытяжная, получила весьма широкое применение, особенно в промышленности. На рис. III.17 показана схема приточно-вытяжной вентиляции общественного здания с приточной камерой, расположенной в подвале, и вытяжной камерой, расположенной на чердаке.

На рис. III.18 приведена схема приточно-вытяжной вентиляции производственного здания с рабочими залами большой площади. Поступление и удаление воздуха в этой системе вентиляции при воздухообмене по принципу «сверху — вверх» происходит рассредоточенно через разветвленную сеть каналов и шахт, расположенных на техническом чердаке. Воздух поступает в рабочие залы через круглые или прямоугольные отверстия в перекрытии, снабженные специальными плафонами, или через щелевидные отверстия с направляющими лопатками. При воздухообмене по принципу «сверху — вниз» воздух удаляется снизу через отверстия в подпольных каналах.

Приточные системы механической вентиляции состоят из следующих конструктивных элементов:

1) воздухоприемного устройства, через которое наружный воздух поступает в приточную камеру;

2) приточной камеры с оборудованием для обработки воздуха и подачи его в помещения;

3) сети каналов и воздуховодов, по которым воздух вентилятором распределяется по отдельным вентилируемым помещениям;

4) приточных отверстий с решетками или специальных приточных насадков, через которые воздух из приточных каналов поступает в помещения;

5) регулирующих устройств в виде дроссель-клапанов или задвижек, устанавливаемых в воздухоприемных устройствах, на ответвлениях воздуховодов и в каналах.

Вытяжные системы механической вентиляции обычно состоят из следующих элементов:

1) жалюзийных решеток и специальных насадков, через которые воздух из помещений поступает в вытяжные каналы;

2) вытяжных каналов, по которым воздух, извлекаемый из помещений, транспортируется в сборный воздуховод;

3) сборных воздуховодов, соединенных с вытяжной камерой;

4) вытяжной камеры, в которой установлен вентилятор с электродвигателем;

5) оборудования для очистки воздуха, если удаляемый воздух сильно загрязнен;

6) вытяжной шахты, служащей для отвода в атмосферу воздуха, извлекаемого из помещений;

7) регулирующих устройств (дроссель-клапанов или задвижек).

Отдельные приточные и вытяжные системы механической вентиляции могут не иметь некоторых из перечисленных элементов. Например, приточные системы вентиляции не всегда комплектуются фильтрами для очистки воздуха.

§ 125. Общие сведения о вентиляторах

Как было отмечено раньше, радиус действия системы естественной вентиляции принимают не более 8 м из-за малой величины действующего в ней естественного давления. Этот недостаток системы усугубляется в приточной вентиляции вследствие значительных сопротивлений оборудования приточной камеры.

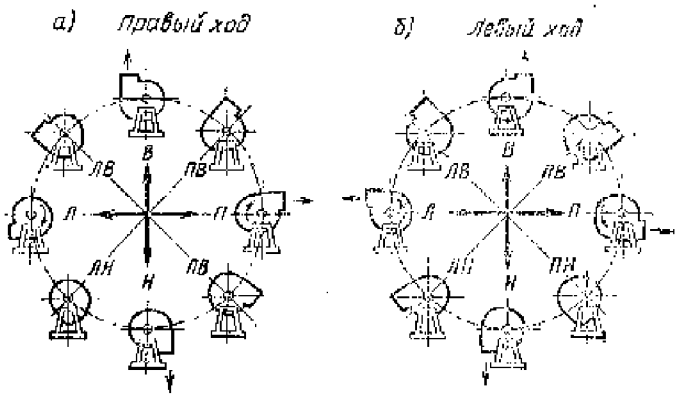


Рис. III.20. Возможные положения выхлопного отверстия центробежных вентиляторов

а — правого вращения; *б* — левого вращения

В настоящее время в общественных и производственных зданиях устраивают преимущественно механическую вентиляцию, в которой воздух перемещается по сети воздуховодов и другим элементам системы с помощью центробежных и осевых вентиляторов, приводимых в действие электродвигателями.

Центробежные вентиляторы. Обычный центробежный вентилятор (рис. III.19) состоит из трех основных частей: рабочего колеса с лопатками (иногда называемого ротором), улиткообразного кожуха и станины с валом, шкивом и подшипниками.

Работа центробежного вентилятора заключается в следующем: при вращении рабочего колеса воздух поступает через входное отверстие в каналы между лопатками колеса, под действием центробежной силы перемещается по этим каналам, собирается спиральным кожухом и направляется в его выходное отверстие. Таким образом, воздух в центробежный вентилятор поступает в осевом направлении и выходит из него в направлении, перпендикулярном оси.

Центробежные вентиляторы различают по направлению вращения колеса. Если смотреть со стороны, противоположной входному отверстию, то вентилятор, в котором рабочее колесо вращается по часовой стрелке, называется вентилятором правого вращения, а против часовой стрелки — левого вращения.

Колесо вентилятора должно вращаться всегда по ходу разворота спирального (улиткообразного) кожуха, так как при обратном вращении колеса подача вентилятора резко (примерно на 70—80%) уменьшается.

Вентилятору присваивается номер, соответствующий диаметру колеса в (дециметрах). Так, например, вентилятор № 5 имеет наружный диаметр рабочего колеса 5 дм (500 мм), № 3—3 дм (300 мм) и т. д. В настоящее время центробежные вентиляторы выпускаются промышленностью сериями с колесами от 200 (№ 2) до 1000 мм (№ 10) через каждые 100 мм и от 1000 до 2000 мм (№ 20) через 200 мм.

Центробежные вентиляторы одной и той же серии и номера изготовляют с кожухами, имеющими различное направление выхода воздуха (рис. III.20). По создаваемому давлению центробежные вентиляторы делятся на группы: низкого давления (н. д.) — до 1000 Па (100 кгс/м^2); среднего давления (с. д) — до 3000 Па (300 кгс/м^2); высокого давления (в. д.) — до 12 000 Па (1200 кгс/м^2).

В системах вентиляции более широкое применение находят центробежные вентиляторы низкого давления. Центробежные вентиляторы высокого давления используют для пневматического транспорта и других производственных целей.

Осевые вентиляторы. Простейший осевой вентилятор ЦАГИ серии 06—320 (рис. III.21) состоит из рабочего колеса, закрепленного на втулке и насаженного на вал электродвигателя, и кожуха (обечайки), назначение которого — создавать направленный поток воздуха. При вра-

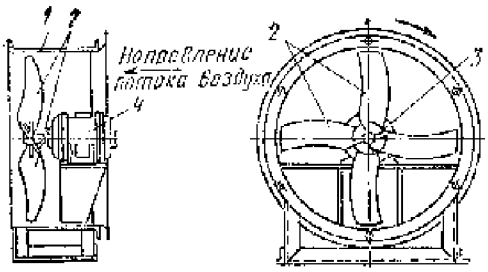


Рис. III.21. Осевой вентилятор типа ЦАГИ серии 06-320

1 — обечайка; *2* — лопасти рабочего колеса; *3* — втулка; *4* — электродвигатель

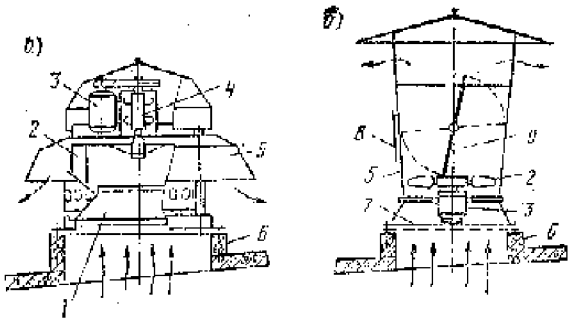


Рис. III.22. Крышные вентиляторы

а — центробежный вентилятор КЦ-4 84; *б* — осевой ЦЭ-04; *1* — входной патрубок; *2* — рабочее колесо; *3* — электродвигатель; *4* — подшипники; *5* — кожух; *6* — железобетонный стакан; *7* — предохранительная решетка; *8* — люк; *9* — самооткрывающийся клапан

щении колеса возникает движение воздуха вдоль оси вентилятора, что и определяет его название.

Внутренний диаметр кожуха (обечайки) осевого вентилятора немного больше диаметра колеса. Зазор, который образуется между кожухом и колесом, не должен превышать 1,5% длины лопатки, так как большой зазор резко ухудшает аэродинамические качества вентилятора.

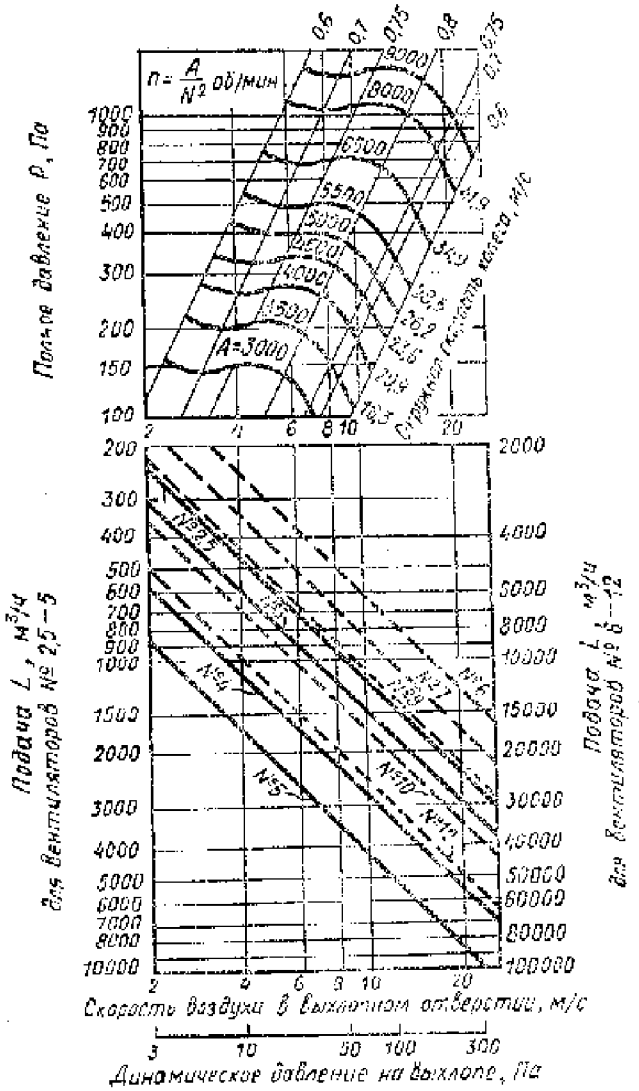


Рис. III.23. Рабочая характеристика центробежных вентиляторов серии Ц4-70 (*А* — постоянная величина для данного номера вентилятора)

Осевой вентилятор по сравнению с центробежным создает при работе бо́льший шум и не способен преодолевать при перемещении воздуха большие сопротивления. В жилых и общественных зданиях осевые вентиляторы следует применять для подачи больших объемов воздуха, но если не требуется давление выше 150—200 Па.

Вентиляторы серии 06—320 изготовляют от № 4 до № 12 включительно и широко устанавливают в вытяжных системах вентиляции общественных и производственных зданий.

По сравнению с центробежными вентиляторами осевые имеют следующие преимущества конструктивного характера: имеют меньшую массу, компактны, их можно включать непосредственно в сеть воздухопроводов, реверсивны (при симметричном профиле лопаток).

Крышные вентиляторы представляют собой вентиляционные агрегаты, приспособленные для установки вне помещений на бес-

чердачном покрытии производственных и общественных зданий вместо большого числа вытяжных шахт или аэрационных фонарей. В отличие от обычных вентиляторов вал их имеет вертикальное положение и рабочие колеса вращаются в горизонтальной плоскости (рис. III.22).

Осевые крышные вентиляторы, как правило, следует применять только для децентрализованных установок общеобменной вытяжной вентиляции без сети воздуховодов. Центробежные крышные вентиляторы можно использовать для установок общеобменной вытяжной вентиляции как без сети, так и с сетью воздуховодов. Кроме того, их можно устанавливать для удаления воздуха от местных укрытий, если не требуется предварительной очистки воздуха и если температура его не превышает 60—70° С.

В настоящее время промышленность выпускает крышные вентиляторы подачей от 3000 до 45 000 м³/ч при окружной скорости центробежных вентиляторов до 25 м/с и осевых не выше 50 м/с.

При повышенных требованиях к бесшумности вентиляционных установок следует применять преимущественно крышные центробежные вентиляторы, а не крышные осевые.

Подбор вентилятора. Вентилятор подбирают по расчетной производительности L, м³/ч, и требуемому полному давлению вентилятора p, Па, пользуясь рабочими характеристиками. В них для определенного числа оборотов колеса даются зависимости между подачей вентилятора по воздуху, с одной стороны, и создаваемым давлением, потребляемой мощностью и коэффициентом полезного действия — с другой.

Полное давление p, по которому подбирается вентилятор, представляет собой сумму статического давления, расходуемого на преодоление сопротивлений во всасывающей и нагнетательной сети, и динамического, создающего скорость движения воздуха.

Величина p, Па, определяется по формуле

$$p = \Sigma p_{вс} + \Sigma p_{наг} + \omega^2 \rho / 2. \qquad (III.22)$$

Динамическое давление обычно определяется (с некоторым запасом) по скорости движения воздуха в нагнетательном патрубке вентилятора.

На рис. III.23 приведена номограмма (рабочая характеристика) для подбора вентиляторов ЦАГИ серии Ц4-70, широко применяемых в системах вентиляции. Решим пример с использованием этой номограммы.

Пример III.2. Определить режим работы вентилятора № 6 серии Ц 4-70 для перемещения 6500 м³/ч чистого воздуха при $t_в$ 20° С и требуемом давлении 450 Па.

Решение. Находим на номограмме точку пересечения линий заданной подачи и вентилятора № 6 (правая шкала нижнего графика). Далее поднимаемся по вертикали до линии давления 450 Па (верхний график). В точке пересечения этих линий имеем следующие показатели работы вентилятора : число оборотов

$$n = \frac{A}{6} = \frac{5400}{6} = 900 \text{ об/мин},$$

окружная скорость 28,3 м/с, КПД вентилятора 0,8.

По нижним горизонтальным шкалам номограммы находим, что средняя скорость движения воздуха на выхлопе при этом режиме работы вентилятора 11,2 м/с и динамическое давление в сечении выхлопа 77 Па.

Подбирая вентилятор, следует стремиться к тому, чтобы требуемым величинам давления и подачи соответствовало максимальное значение КПД. Это диктуется не только экономическими соображениями, но и стремлением снизить шум вентилятора при работе его в области высоких КПД. Кроме того, необходимо учитывать закономерности, о которых говорилось при рассмотрении циркуляционных насосов системы водяного отопления (см. § 84).

Требуемая мощность N, кВт, электродвигателя для вентилятора определяют по формуле

$$N = \frac{Lp}{3600\eta_в \eta_{р.п}}, \qquad (III.23)$$

где L — подача вентилятора, м³/ч;
p — давление, создаваемое вентилятором, кПа;
$\eta_в$ — КПД вентилятора, принимаемый по его характеристике;
$\eta_{р.п}$ — КПД ременной передачи, при клиноременной передаче равный 0,95, при плоском ремне — 0,9.

Установочная мощность электродвигателя определяется по формуле

$$N_{уст} = \alpha N,$$

где α — коэффициент запаса мощности (см. табл. II.16).

Тип электродвигателя к вентилятору следует выбирать, учитывая условия эксплуатации последнего — наличие пыли, газов и паров, а также категорию пожаро- и взрывоопасности помещения.

§ 126. Нагревание воздуха

Для нагревания воздуха применяют преимущественно стальные пластинчатые калориферы, состоящие из стальных трубок, на которые для увеличения площади поверхности нагрева насаживают ребра в виде плоских пластин или спирально навитой ленты. По трубкам проходит теплоноситель — пар давлением $p_{изб}$ = 0,1—0,5 МПа или горячая вода с температурой до 150° С, а воздух омывает нагретые трубки и ребра.

Пластины — ребра пластинчатых калориферов изготовляют из листовой стали толщиной 0,5 мм и насаживают на трубки на расстоянии 4 мм одна от другой. Трубки диаметром 15 мм вальцовывают в трубные решетки, присоединяемые на болтах к двум коробкам с патрубками для входа и выхода теплоносителя.

Спирально-навивные калориферы отличаются от пластинчатых тем, что поверхность нагрева в них создается навивкой стальной ленты шириной 10 мм и толщиной 0,5 мм на трубки, расположенные в шахматном порядке.

Для получения хорошего нагрева ребер, а также предохранения их от коррозии трубки с ребрами должны иметь плотное соединение, что достигается обжимкой и оцинковкой.

В настоящее время промышленность выпускает следующие типы калориферов средней С и большой Б моделей.

1. Одноходовые калориферы моделей КВБ, КЗПП, К4ПП—пластинчатые, КФСО, КФБО—спирально-навивные, СТД—пластинчатые с плоскоовальными трубками.

2. Многоходовые калориферы — КЗВП, КЧВП, КВС.

В одноходовых калориферах теплоноситель движется по всем трубкам параллельно, в многоходовых — последовательно, что достигается устройством перегородок в камерах калорифера. Одноходовые калориферы могут быть применены при теплоносителе паре и воде, многоходовые — при теплоносителе воде.

Все типы и модели калориферов по присоединительным размерам и величине площади поверхности нагрева делятся на 11 - 14 номеров, обозначаемых порядковыми цифрами начиная с единицы.

Наиболее совершенными по теплотехническим показателям являются калориферы КВБ (рис. III.24) с коридорно-смещенным расположением трубок на 0,5 диаметра. Коэффициент теплопередачи калориферов этой модели выше предшествующей аналогичной модели КФС примерно на 10% благодаря увеличению турбулизации воздушного потока.

Калориферы всех моделей могут быть установлены параллельно и последовательно (рис. III.25). Для нагревания значительных объемов воздуха, но при небольшом перепаде температур применяется па-

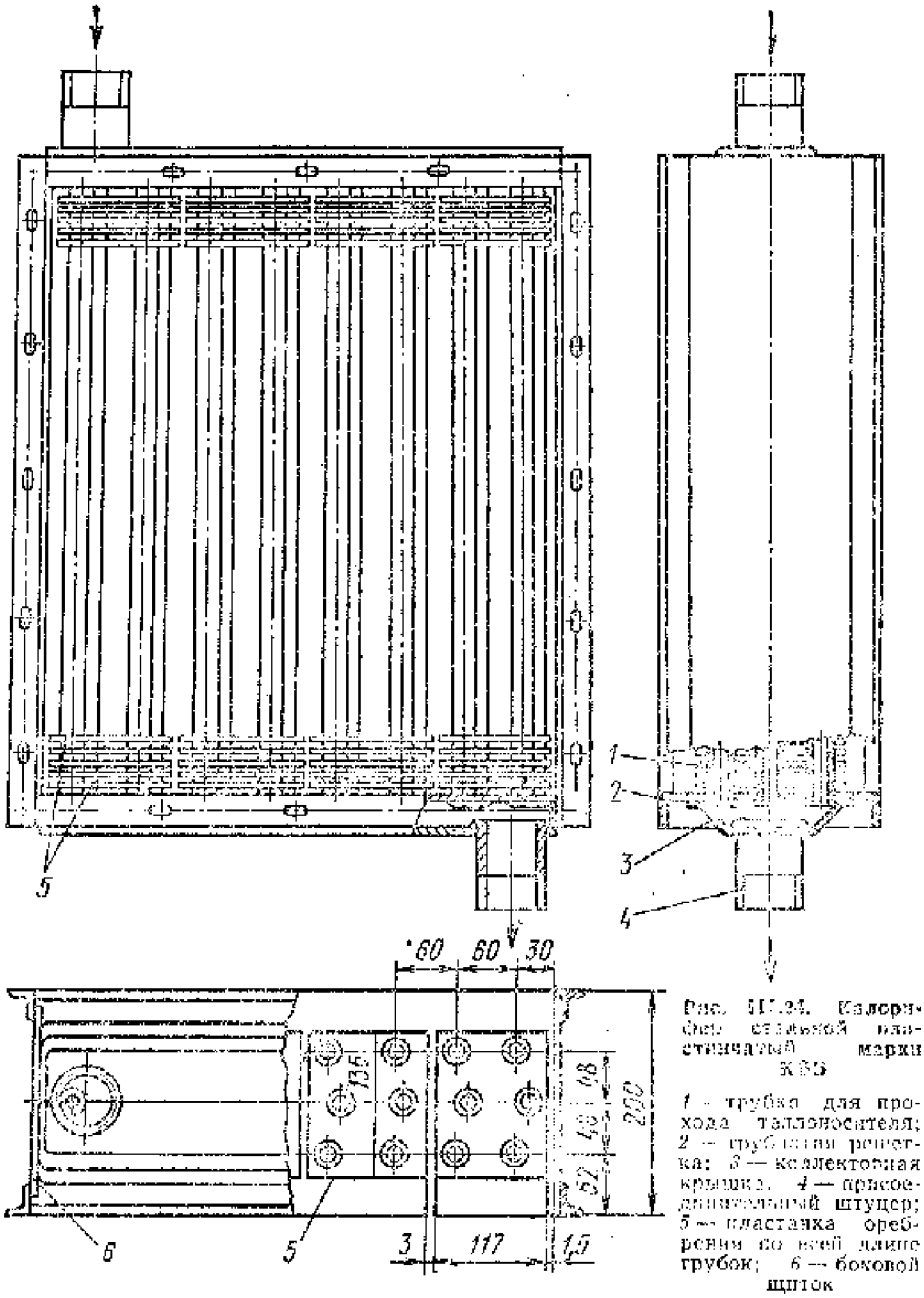


Рис. III.24. Калорифер стальной пластинчатый марки КВБ

1 — трубка для прохода теплоносителя; *2* — трубчатая решетка; *3* — коллекторная крышка; *4* — присоединительный штуцер; *5* — пластинка оребрения по всей длине трубок; *6* — боковой щиток

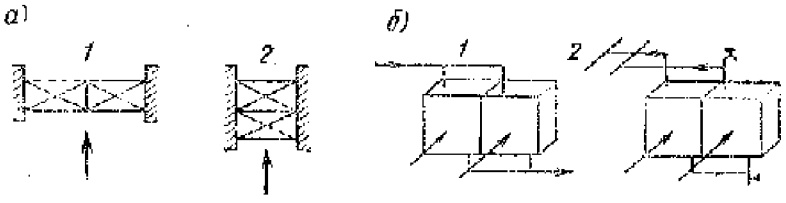


Рис. III.25. Схемы установки калориферов и присоединения трубопроводов к ним *а* — по воздуху; *б* — по теплоносителю; *1* — параллельная *2* — последовательная

раллельная установка. При необходимости нагрева воздуха до высокой температуры калориферы устанавливают последовательно.

При последовательной установке общее сопротивление проходу воздуха больше, чем при параллельной. Для регулирования теплоотдачи калориферов и изменения температуры подаваемого в помещение воздуха применяют соответствующую арматуру и устраивают обводные воздуховоды, снабженные клапанами.

Присоединение трубопровода к калориферам также осуществляют по параллельной или последовательной схеме. При теплоносителе паре применяют только параллельную схему.

Технико-экономическими показателями калорифера являются коэффициент теплопередачи, аэродинамическое сопротивление проходу

воздуха и масса металла, приходящаяся на 1 м² площади поверхности нагрева.

При определении коэффициента теплопередачи пользуются массовой скоростью движения воздуха $\omega\rho$, кг/(с·м²), в живом сечении калорифера, а не линейной, потому что $\omega\rho$ остается постоянной на всем пути прохождения воздуха, в то время как линейная скорость v, м/с, изменяется вследствие нагревания и увеличения объема воздуха. Величина $\omega\rho$, кг/(с·м²), определяется по формуле

$$\omega\rho = \frac{L\rho}{3600 f_{\text{ж}}}, \qquad \text{(III.24)}$$

где L — количество воздуха, проходящего через калорифер, м³/ч;
$f_{\text{ж}}$ — площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха (площадь просветов), м².

Массовая скорость движения воздуха в калориферах обычно принимается в пределах 6—12 кг/(с·м²).

Скорость движения воды в трубках калорифера ω, м/с, которую нужно знать при теплоносителе воде, определяется по формуле

$$\omega = \frac{3{,}6Q}{3600\rho c f_{\text{тр}}(t_{\text{г}} - t_{\text{о}})}, \qquad \text{(III.25)}$$

где Q — расход тепла для нагревания воздуха, Вт;
$f_{\text{тр}}$ — площадь живого сечения трубок калорифера для прохода воды, м²;
ρ — плотность воды при ее средней температуре в калорифере, кг/м³;
c — удельная теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·К);
$t_{\text{г}}$ — температура горячей воды, поступающей в калорифер, °С;
$t_{\text{о}}$ — температура обратной воды, °С.

Для подбора калориферов вычисляют расход тепла Q, Вт,

$$Q = 0{,}278 L\rho c (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}), \qquad \text{(III.26)}$$

где 0,278 — коэффициент перевода кДж/ч в Вт;
L — количество нагреваемого воздуха, м³/ч;
ρ — плотность воздуха (при температуре $t_{\text{к}}$), кг/м³;
c — удельная теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·К);
$t_{\text{к}}$ — конечная температура, до которой нагревается воздух в калорифере, °С;
$t_{\text{н}}$ — начальная температура воздуха, поступающего в калорифер, °С.

Для общеобменной системы вентиляции, работающей по режиму, допускающему изменение количества подаваемого наружного воздуха (например, для вентиляции общественных зданий), $t_{\text{н}}$ принимается равной наружной зимней температуре для расчета вентиляции $t_{\text{н}} = t_{\text{н}}^{\text{в}}$. При местной вентиляции, когда требуется притоком компенсировать вытяжку местными отсосами, $t_{\text{н}}$ принимается равной расчетной зимней наружной температуре, т. е. такой, какая установлена СНиП для расчета систем отопления (см. прил. 2).

Площадь поверхности нагрева калориферов $F_{\text{к}}$, м², определяется по уравнению

$$F_{\text{к}} = \frac{Q}{k\left(t'_{\text{ср}} - t_{\text{ср}}\right)}, \qquad \text{(III.27)}$$

где Q — расход тепла на нагревание воздуха, Вт;
k — коэффициент теплопередачи калорифера, Вт/(м²·К);
$t'_{\text{ср}}$ — средняя температура теплоносителя пара или воды, °С;
$t_{\text{ср}}$ — средняя температура нагреваемого воздуха, проходящего через калорифер, °С, равная $\frac{t_{\text{н}} + t_{\text{к}}}{2}$.

Средняя температура теплоносителя составляет:
при теплоносителе воде

$$t'_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{г}} + t_{\text{о}}}{2},$$

где $t_г$ — температура воды при входе в калорифер, равная 95 –150° С;
$t_о$ — температура воды при выходе из калорифера, равная 70° С;

при теплоносителе паре с давлением до 0,13 МПа

$$t'_{ср} = 100°С;$$

при насыщенном паре с давлением более 0,13 МПа

$$t'_{ср} = t_л,$$

где $t_л$ — температура насыщенного пара, соответствующая его давлению.

Средняя температура воздуха

$$t_{ср} = \frac{t_н + t_к}{2},$$

где $t_н$, $t_к$ — температура воздуха при входе в калорифер и выходе из него.

Коэффициент теплопередачи k определяется по формулам, таблицам и графикам в зависимости от модели калорифера, вида теплоносителя, его скорости движения и массовой скорости движения воздуха. Для калориферов модели КВБ он приведен в прил. 17.

Пример III.3. Рассчитать калориферную установку для нагревания воздуха в количестве $L=28000$ м³/ч с начальной температурой $t_н=-18°$ С до конечной требуемой $t_к=+20°$ С.

Теплоноситель вода $t_г=130°$ С и $t_о=70°$ С.

Решение. 1. Плотность (объемная масса) воздуха при $t_к=+20°$ С.

$$\rho_{20} = 1{,}205 \text{ кг/м}^3.$$

Расход тепла на нагревание воздуха

$$Q = 0{,}278 L\rho c\,(t_к - t_н) = 0{,}278 \cdot 28000 \cdot 1{,}205 \cdot 1\,[20 - (-18)] = 356510 \text{ Вт}.$$

2. Задаемся массовой скоростью движения воздуха $w\rho=8$ кг/(м²·с), при которой площадь живого сечения калориферной установки по воздуху

$$f = \frac{L\rho}{3600\,w\rho} = \frac{28000 \cdot 1{,}205}{3600 \cdot 8} = 1{,}17 \text{ м}^2.$$

3. По прил. 15 принимаем калориферы модели КВБ-10 с установкой их параллельно по воздуху

$$f = 2 \cdot 0{,}558 = 1{,}12 \text{ м}^2.$$

Фактическая массовая скорость движения теплоносителя при параллельной установке калориферов

$$w\rho = \frac{L\rho}{3600f} = \frac{28000 \cdot 1{,}205}{3600 \cdot 2 \cdot 0{,}558} = 8{,}4 \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)}.$$

4. Скорость прохода теплоносителя в трубках калориферов при последовательном присоединении трубопровода

$$w_{тр} = \frac{3{,}6Q}{3600\rho cf\,(t_г - t_о)} = \frac{3{,}6 \cdot 356510}{3600 \cdot 960 \cdot 0{,}0107\,(130 - 70)} = 0{,}138 \text{ м/с}.$$

5. По прил. 17 для $w\rho=8{,}4$ кг/(м²·с), $w_{тр}=0{,}137$ м/с, коэффициент теплопередачи калорифера 26,5 Вт/(м²·К).

6. Требуемая площадь поверхности нагрева калориферной установки

$$F_к = \frac{Q}{k\left(t'_{ср} - t_{ср}\right)} = \frac{307700}{26{,}5\left(\frac{130+70}{2} - \frac{-18+20}{2}\right)} = 136 \text{ м}^2,$$

7. Число подлежащих установке калориферов при площади поверхности нагрева одного калорифера КВБ-10 — 47,8 м²

$$n = \frac{136}{47{,}8} = 2{,}84.$$

Принимаем к установке три калорифера. Запас площади поверхности нагрева составит 6%.

В последние годы промышленность стала выпускать электрические калориферы (рис. III.26), разработанные применительно к кондиционерам типа КТ, подачей от 10 до 40 тыс. м³/ч. Тепловая мощность калориферов 10, 50, 150 и 200 кВт.

Электрокалориферы сконструированы так, чтобы можно было изменить их мощность и регулировать теплоотдачу.

Стоимость производства 1 Вт тепла в электрокалориферах выше, чем в калориферах, использующих в качестве теплоносителя пар или воду. Следует заметить, однако, что в связи с быстрым ростом производства электроэнергии в нашей стране стоимость получения тепла в электрокалориферах будет постоянно снижаться.

Расчет электрокалориферов сводится к определению их установочной мощности для получения необходимой теплоотдачи:

$$N = \frac{Q}{1000},$$

где Q — расход тепла для нагревания воздуха, Вт.

Число устанавливаемых калориферов

$$n = \frac{N}{\overline{N}},$$

где $\overline{N}$ — мощность одного калорифера, кВт.

§ 127. Очистка наружного воздуха от пыли и микроорганизмов

Ранее было указано, что при механической приточной вентиляции наружный воздух до подачи его в помещение нередко очищается от вредных механических примесей.

Согласно СНиП II-33-75, очистку подаваемого воздуха от пыли рекомендуется предусматривать: в общественных зданиях (при соответствующем санитарно-гигиеническом обосновании); в производственных помещениях, когда этого требует технологический процесс и когда запыленность воздуха превышает 30% допустимых концентраций пыли в рабочей зоне помещения.

Для очистки подаваемого в помещения воздуха от пыли в приточных камерах применяют специальные фильтры (масляные, бумажные, тканевые и др.), устанавливая их до калориферов (по направлению потока воздуха).

На рис. III.27, *а* показана ячейка масляного фильтра, представляющая собой металлическую съемную кассету размером 510×510×75 мм, затянутую с обеих сторон сеткой. Все пространство между сетками заполняется металлическими или фарфоровыми кольцами небольшого размера или другими фильтрующими материалами.

Масляный фильтр собирается в металлическом каркасе из нескольких ячеек, расположенных горизонтально, вертикально или наклонно. До постановки ячеек на место наполнитель — фильтрующий материал — должен быть смочен минеральным маслом, обладающим большой вязкостью, температуроустойчивостью и не имеющим запаха. При прохождении запыленного воздуха через фильтр частички пыли прилипают к смоченной маслом поверхности наполнителя. Для регенерации масла ячейки фильтра периодически промывают в 10%-ном содовом растворе, нагретом до 60—70° С, а затем опускают в ванну, заполненную маслом.

К разновидностям рассмотренного масляного фильтра относятся ячейковый фильтр модели ФЯР с гофрированной латунной или стальной оцинкованной сеткой и ячейковый фильтр модели ФЯВ с гофрированной винипластовой сеткой. Пропускная способность 1 м² масляных

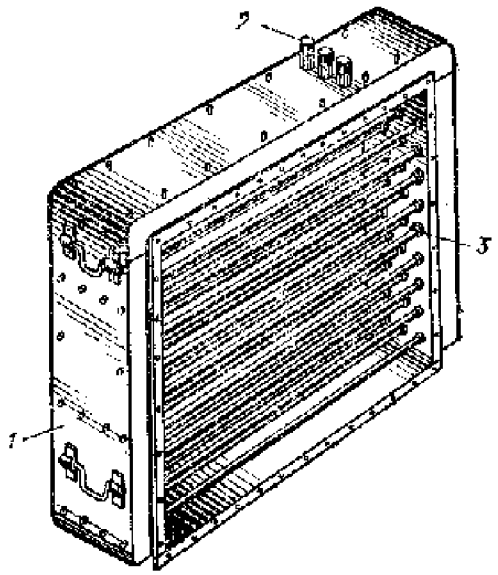


Рис. III.26. Электрокалорифер

1 — корпус; *2* — подключение к электропроводке; *3* — нагревательные элементы.

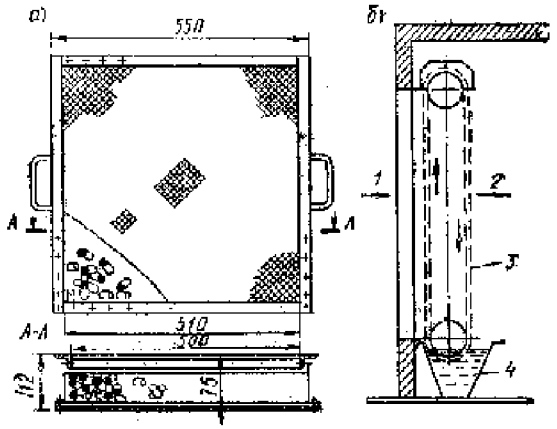


Рис. III.27. Масляные фильтры для очистки воздуха от пыли

а — ячейка масляного фильтра; *б* — самоочищающийся фильтр; *1* — поступление запыленного воздуха; *2* — выход очищенного воздуха; *3* — движущаяся металлическая сетка; *4* — ванна, заполненная маслом

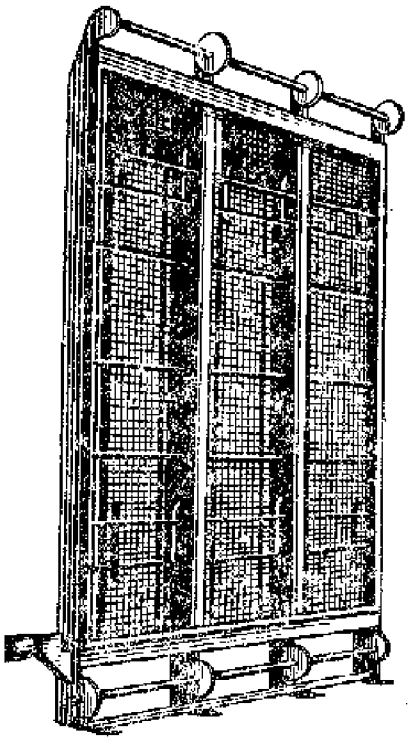


Рис. III.28. Фильтр рулонный типа ФРУА

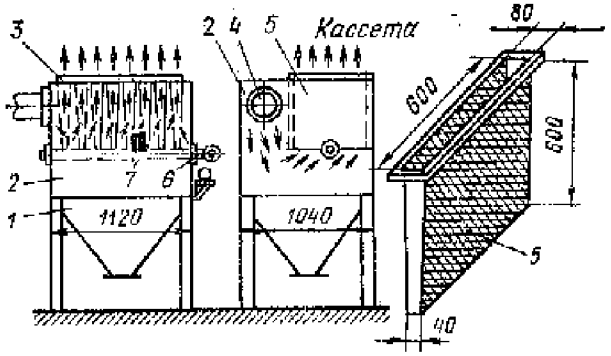


Рис. III.29. Клиновидный бумажный фильтр

1 — пылесборный бункер; *2* — кожух фильтра; *3* — опорные уголки кассеты; *4* — подводящий воздуховод; *5* — клиновидная кассета; *6* — стержень встряхивающего механизма; *7* — выступы встряхивающего механизма

ячейковых фильтров составляет от 4000 до 6500 м³/ч. Коэффициент очистки от пыли достигает в них 90%[1].

Периодическая ручная очистка ячейкового фильтра кассетного типа побудила конструкторов разработать самоочищающийся масляный фильтр (рис. III.27, *б*). В нем в качестве фильтрующего элемента используются бесконечные ленты из металлической сетки, которые приводятся в движение электродвигателем. Ленты при этом очищаются от

[1] Коэффициентом очистки называется выраженное в процентах отношение $\frac{S_н S_к}{S_н} \times$ $\times 100$, где $S_н$ и $S_к$ — концентрация пыли соответственно в воздухе до и после его очистки.

осевшей на них пыли в масляной ванне, в которую они погружаются. Пропускная способность фильтра 8000—10000 м³/(ч·м²).

Современными и более эффективными фильтрами этого типа являются шарнирно-шторчатые масляные самоочищающиеся фильтры (ФШ) с механизированным удалением шлама.

Для тонкой очистки воздуха с содержанием пыли не более 1 мг/м³ промышленность выпускает фильтры ячейковые сухие ФЯП и ФЯУ. Заполнителем в фильтре ФЯП служит модифицированный пенополиуретан, а в фильтре ФЯУ — упругое стекловолокно ФСВУ. Пропускная способность ячейки унифицированных фильтров (ФЯУ) при удельной воздушной нагрузке 7000 м³/(ч·м³) составляет 1540 м³/ч.

На рис. 111.28 показан фильтр рулонный типа ФРУА, предназначенный для очистки наружного или рециркуляционного воздуха при запыленности его от десятых долей до 1 мг/м³. Фильтр ФРУА представляет собой коробчатый каркас, через сечение которого проходит очищаемый воздух. В верхней и нижней частях каркаса установлены катушки. На верхней катушке намотано полотно фильтрующего, слегка промасленного материала. Конец полотна пропускается через сечение фильтра и закрепляется на нижней катушке.

Воздух, проходя через полотно, оставляет в нем пыль. По мере загрязнения материал автоматически перематывается с верхней катушки на нижнюю. Скорость перемещения фильтрующего материала 50 см/мин. Фильтрующим материалом в фильтрах ФРУА служит упругое стекловолокно. Длина его на катушке 13—15 м. Пропускная способность фильтров этого типа от 40 до 120 тыс. м³/ч, эффективность очистки до 85%.

Для средней и тонкой очистки наружного и рециркуляционного воздуха применяют бумажный фильтр (рис. 111.29). Он представляет собой каркас из угловой стали, в котором устанавливают отдельные клинообразные кассеты фильтра размером 600×600 мм. В качестве фильтрующего материала используют пористую бумагу — алигнин или шелковку, сложенную в 6—10 слоев. Бумагу сменяют через 2—4 месяца, после того как сопротивление фильтра возрастает на 100—120 Па. Эффективность очистки до 95%.

Для тонкой и сверхтонкой очистки воздуха от пыли, микроорганизмов и частично радиоактивных аэрозолей применяют фильтры различной конструкции, в которых в качестве фильтрующего материала используют ткань из ультратонких волокон ФП, предложенную академиком И. В. Петряковым. В фильтрах с материалом ФП степень очистки воздуха достигает 99,9%, т. е. он становится абсолютно чистым. Поступающий в фильтры ФП воздух должен быть предварительно очищенным в менее эффективных фильтрах.

§ 128. Конструктивные элементы систем общеобменной механической вентиляции

Воздухоприемные устройства и вытяжные шахты. Воздухоприемные устройства располагают в продуваемой и незагрязненной зоне. По отношению к каким-либо источникам загрязнения они должны находиться с заветренной стороны. Расстояние от воздухоприемных устройств до ближайших очагов возможного загрязнения (складов топлива, дорог, улиц, дымовых труб, уборных, кухонь и др.) не должно быть менее 12 м по горизонтали и 6 м по вертикали. Рекомендуется место забора воздуха защищать зелеными насаждениями.

На рис. 111.30 показаны три типа воздухоприемных устройств: в стене, в виде приставной шахты и над крышей здания. Архитектурная форма применяемого воздухоприемного устройства должна быть увязана с внешним оформлением здания. Чтобы предотвратить попадание в воз-

духоприемное устройство птиц, мусора и случайных предметов, а также снега и дождя, отверстие для поступления наружного воздуха должно быть на высоте не менее 2 м от уровня земли и закрыто решетками с неподвижными жалюзи. У входа в приточную камеру устанавливают плотно закрывающийся утепленный клапан, снабженный указателем степени его открытия.

В некоторых случаях по архитектурным или санитарно-гигиеническим соображениям воздухоприемное устройство осуществляют в виде отдельно стоящей шахты, соединенной с приточной камерой подземным каналом. Размеры этого канала должны быть такими, чтобы он был доступен для осмотра и периодической очистки. При постоянно действующей механической вентиляции воздух может забираться и через приточную шахту, расположенную на крыше здания. В этом случае необходимо принимать во внимание месторасположение вытяжных шахт.

Чтобы загрязненный воздух не попадал обратно в помещения через воздухоприемную шахту, расстояние между ней и вытяжной шахтой должно быть не менее 10 м. В отдельных случаях, если в удаляемом воздухе отсутствуют загрязнения, расстояние между вытяжной и приточной шахтами можно уменьшить, но при этом вытяжная шахта должна быть не менее чем на 2 м выше приточной.

Если воздух, загрязненный вредными газами и пылью, выбрасывается местными системами над кровлей, то воздухоприемное устройство можно располагать на крыше при условии, что концентрация вредных веществ в месте забора не превышает 30% предельно допустимой для воздуха рабочей зоны помещений.

В производственных зданиях наружный воздух часто забирается через специальные отверстия в стенах здания.

Приточные и вытяжные камеры. Приточные камеры механической вентиляции могут быть расположены в подвальном или цокольном этаже, а также в технических этажах здания и на чердаках. В производственных зданиях камеры нередко размещают на специальных площадках непосредственно в цехах.

В любом случае приточные камеры размещают возможно ближе к обслуживаемым ими помещениям. Размеры и конфигурации помещений их должны быть такими, чтобы можно было рационально и удобно разместить оборудование (вентиляторы, калориферы и др.). Пример компоновки приточной камеры приведен на рис. III.31.

Ограждающие конструкции приточных камер выполняют из огнестойкого материала. Внутренние поверхности их (стены, потолок, пол) должны быть гладкими, т. е. их отделка должна допускать влажную уборку и дезинфекцию.

В настоящее время получают широкое применение типовые приточные вентиляционные камеры, что способствует снижению стоимости систем вентиляции и сокращению сроков строительства. В табл. III.8 приведена подача типовых приточных камер ПК-10—ПК-150, выпускаемых промышленностью.

Камеры изготовляют в виде отдельных удобно собираемых секций — вентиляторной, соединительной, калориферной и приемной, они могут быть левого или правого исполнения. Приемная секция в зависимости от требований проекта выполняется с фильтром и без него, а также с заслонкой

Таблица III.8. Подача типовых приточных камер по воздуху, тыс. м³/ч

Камера	Без фильтров и с фильтрами ФЯР	С фильтрами ФПК
ПК-10	3,5—10	3,5—10
ПК-25	10—25	10—20
ПК-50	25—50	20—45
ПК-70	50—70	45—55
ПК-100	70—100	55—80
ПК-150	100—150	80—130

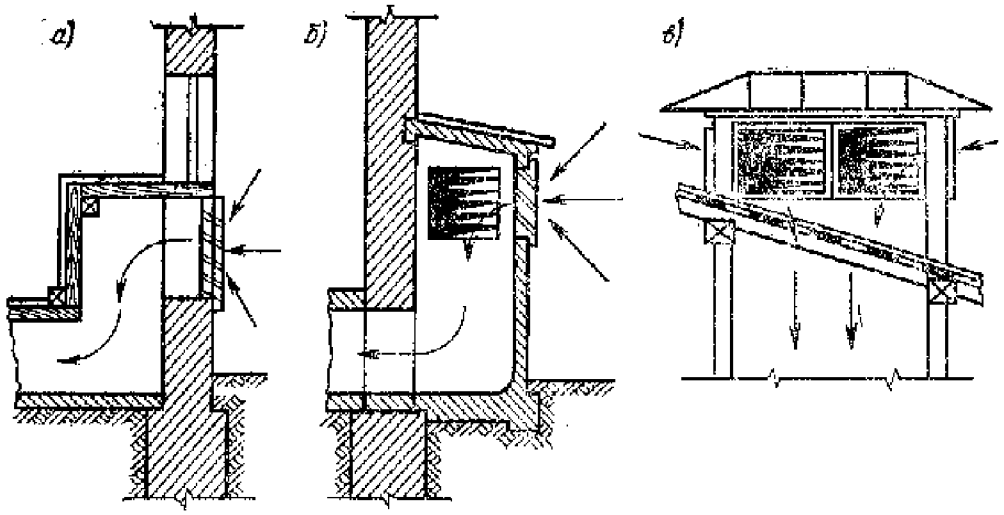


Рис. III.30. Воздухоприемные устройства

а — отверстие в стене; *б* — приставная шахта; *в* — шахта, выведенная над крышей здания

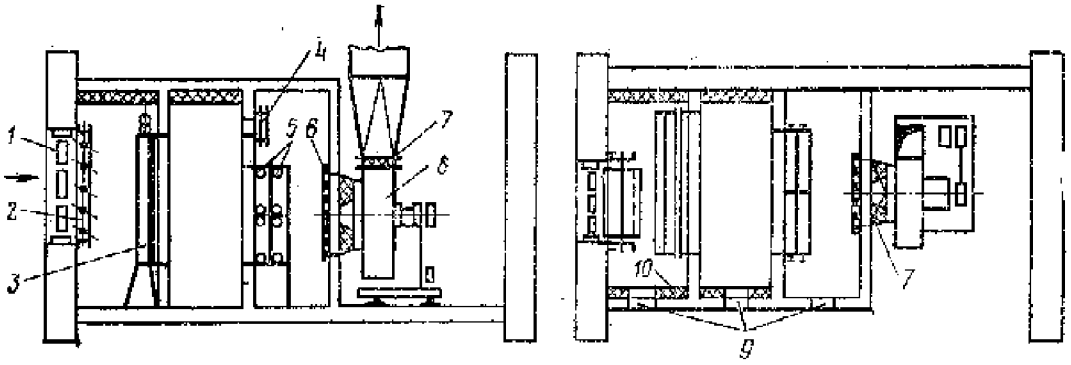


Рис. III.31. Пример компоновки приточной камеры

1 — неподвижные жалюзи; *2* — утепленный клапан; *3* — самоочищающийся масляный фильтр; *4* — обводной клапан; *5* — калорифер; *6* — предохранительная сетка; *7* — мягкие вставки; *8* — вентилятор; *9* — герметические двери; *10* — изоляция

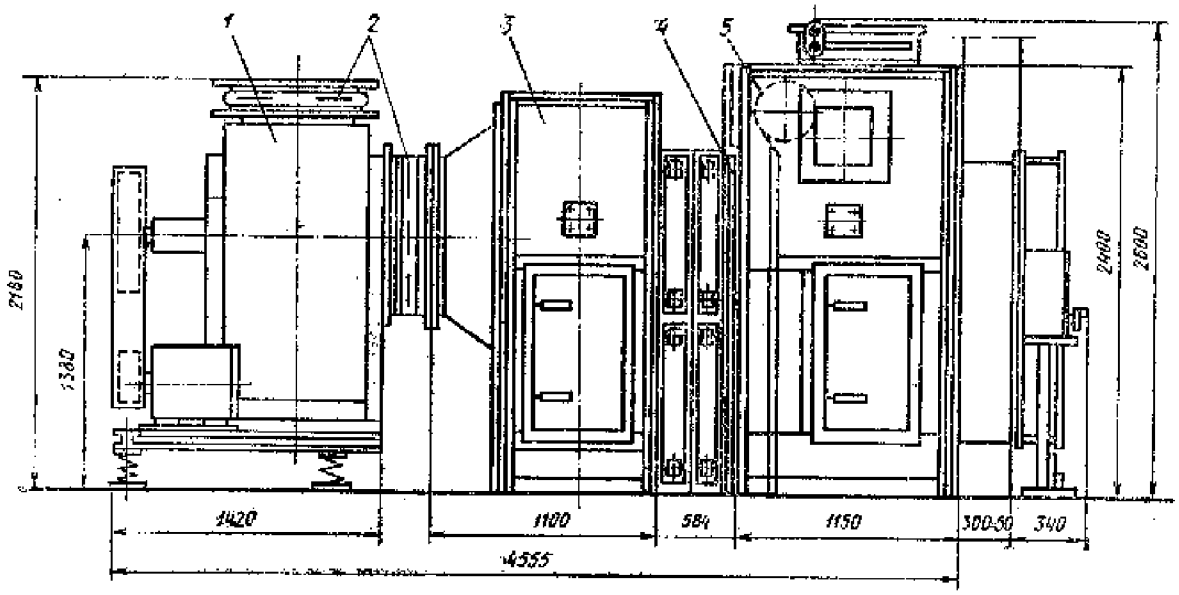


Рис. III.32. Типовая приточная камера ПК-25 с фильтром ФПК

1 — секция вентиляторная; *2* — вставки мягкие; *3* — секция соединительная; *4* — секция калориферная; *5* — секция приемная с фильтрами

для рециркуляции и без нее. Работа камер может быть автоматизирована. В качестве ограждающих конструкций камер применяют плиты из арболита или легкометаллические панели. Транспортирование камер осуществляется в собранном виде, секционно или отдельными узлами и панелями.

На рис. III.32 показана типовая приточная камера ПК-25 подачей 10—20 тыс. м³/ч. В камере установлен фильтр ФПК-20; фильтрующий материал в нем рулонный типа ФСВУ из упрогого стекловолокна; центробежный вентилятор Ц4-70 № 10 и двухходовой калорифер К4-ВП. Масса камеры из легкометаллических панелей—2535 кг, а из арболита — 2890 кг.

Вытяжные камеры механической вентиляции можно располагать на чердаке, в техническом этаже или специальном помещении на одном уровне с обслуживаемыми помещениями На рис. III.33 показана вытяжная камера из пустотелых гипсовых плит с осевым вентилятором. Камера устроена на чердаке общественного здания. Воздух, поступающий в камеру из отдельных помещений по каналам и вентиляционным коробам (воздуховодам), выбрасывается осевым вентилятором через шахту в атмосферу. При выключенном электродвигателе вентилятора, но при естественном давлении и открытом клапане воздух может проходить из камеры в шахту и в атмосферу. При значительном сопротивлении вентиляционной системы предусматривают камеры с центробежными вентиляторами.

Воздуховоды. Устройство воздуховодов и каналов систем общеобменной естественной вентиляции рассмотрено в § 120.

К воздуховодам и каналам механической вентиляции в отношении их конструктивного оформления, размещения и отделки предъявляются те же требования, что и к воздуховодам и каналам естественной вентиляции. В производственных помещениях, где почти всегда применяется механическая вентиляция, часто устраивают сеть воздуховодов совершенно независимо от ограждений и других конструкций здания. В этих случаях воздуховоды целесообразно изготовлять из тонкой листовой стали, черной окрашенной или оцинкованной, а при коррозирующих вредностях (пары, газы) — из нержавеющей стали или винипласта.

При воздуховодах из листовой стали или винипласта все ответвления и соединения, переходы от одного размера сечения к другому, а также изменения направления осуществляются с помощью фасонных частей, монтируемых между прямы-

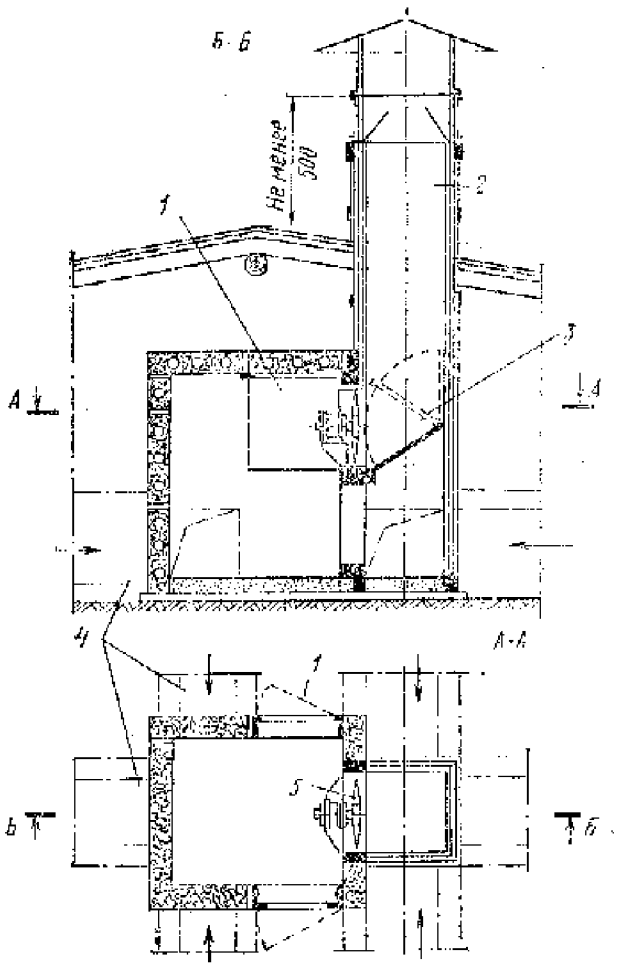


Рис. III.33. Вытяжная камера из пустотелых гипсовых плит с осевым вентилятором

1 — дверка; *2* — шахта; *3* — клапан; *4* — воздуховоды; *5* — вентилятор

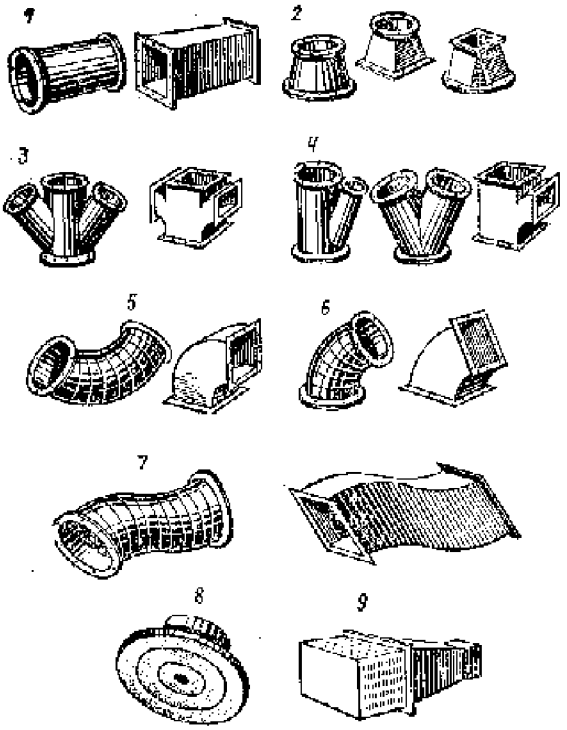


Рис. III.34. Элементы воздуховодов

1 — прямые участки; *2* — переходы; *3* — крестовины; *4* — тройники; *5* — отводы; *6* — полуотводы; *7* — утки; *8* — воздухораспределитель потолочный; *9* — воздухораспределитель пристенный

ми участками воздуховодов. К основным фасонным частям воздуховодов относятся (рис. III.34) колена, отводы, переходы, тройники, крестовины, диффузоры и конфузоры, причем две последние фасонные части служат иногда одновременно для переходов от круглого к прямоугольному сечению и наоборот.

Конструктивные решения способов подачи приточного воздуха в помещения и удаления воздуха из помещений общественного здания при механической вентиляции принципиально не отличаются от решений, описанных при рассмотрении естественной вентиляции. В производственных зданиях, где требуется большая кратность воздухообмена, для подачи воздуха в помещение и удаления из него применяют различные специальные насадки.

Наибольшая протяженность горизонтальных магистральных воздуховодов от центра до наиболее удаленного вертикального канала принимается исходя из экономических соображений равной 35—40 м. Чем длиннее сеть воздуховодов, тем больше ее сопротивление перемещаемому воздуху и тем выше расходы эксплуатации систем вентиляции. Методика расчета воздуховодов систем механической вентиляции аналогична методике расчета воздуховодов систем естественной вентиляции (см. § 121).

Скорость движения воздуха в сети воздуховодов механической вентиляции назначают с учетом того, что с ее возрастанием увеличивается потеря давления, а следовательно, и требуемая мощность электродвигателя вентилятора. Это в свою очередь ведет к повышению эксплуатационных расходов. С другой стороны, при малой скорости движения воздуха приходится увеличивать площадь сечения воздуховодов, что повышает стоимость их сооружения.

Примерные скорости движения воздуха в воздуховодах приточно-вытяжной вентиляции приведены в табл. III.9.

Наибольшую скорость движения воздуха принимают на участках, находящихся ближе к вентилятору; по направлению к конечным участкам скорость должна постепенно уменьшаться.

Таблица III.9. Скорость движения воздуха в воздуховодах

Расположение воздуховода	Скорость движения воздуха, м/с		
	на конечном участке	на начальных участках (у вентилятора)	
		нормальная	предельная
В жилых и общественных зданиях	0,7—2	6—7	10—12
В промышленных зданиях (общеобменные приточные и вытяжные системы вентиляции)	2—4	6—9	12—14

§ 129. Местная вентиляция

Местная вентиляция, так же как и общеобменная, может быть вытяжная и приточная.

Местную вытяжную вентиляцию устраивают в тех случаях, когда загрязнения можно улавливать непосредственно у мест их возникновения. С этой целью применяют отсосы в виде разного рода укрытий (вытяжные шкафы и зонты, завесы у плит, бортовые отсосы у ванн, кожухи у абразивных и других кругов, отсосы у станков и т. п.). Наиболее рационально изготовлять станки и другое оборудование со встроенными отсосами, являющимися конструктивным элементом самих станков или оборудования.

Примером конструкции укрытий может служить типовой кожух у шлифовальных и полировальных кругов с нижним отсосом, показанный на рис. III.35. Объем удаляемого через укрытия воздуха принимают обычно на основе опытных данных и исходя из необходимости создания в укрытии разрежения, чтобы вредные выделения не могли проникнуть в помещение. Так, например, при отсосе через укрытие башмака элеватора для сыпучих материалов объем удаляемого воздуха должен быть не менее 3 м³/ч (b — ширина ковшей, мм), у шлифовальных и полировальных кругов — 2—2,5 м³/ч на 1 мм диаметра круга, у ленточной пилы, служащей для распиловки досок, — 7—12 м³/ч на 1 мм ленты и т. д.

К местной приточной вентиляции относятся воздушные души, воздушные завесы и воздушные оазисы. Воздушный душ представляет собой сосредоточенный поток воздуха из специального насадка, направленный на рабочее место или на ограниченный рабочий участок (рис. III.36). С помощью воздушных душей в пространстве, ограниченном зоной действия воздушного потока, можно изменять подвижность воздуха, его температуру, влажность и концентрацию находящихся в нем газов и паров. Воздушные души находят очень широкое применение в горячих цехах промышленных предприятий и являются весьма эффективным вентиляционным устройством, улучшающим микроклимат и повышающим тем самым производительность труда. Особенно эффективно применение воздушных душей в тех случаях, когда рабочий подвергается тепловому облучению, — при работе у промышленных печей с нагретыми слитками и заготовками, с расплавленным металлом и т. д., так как в этих условиях средства общеобменной вентиляции оказываются недостаточными.

В некоторых случаях для оздоровления воздушной среды рабочего места воздушные души с успехом могут применяться в сочетании с мест-

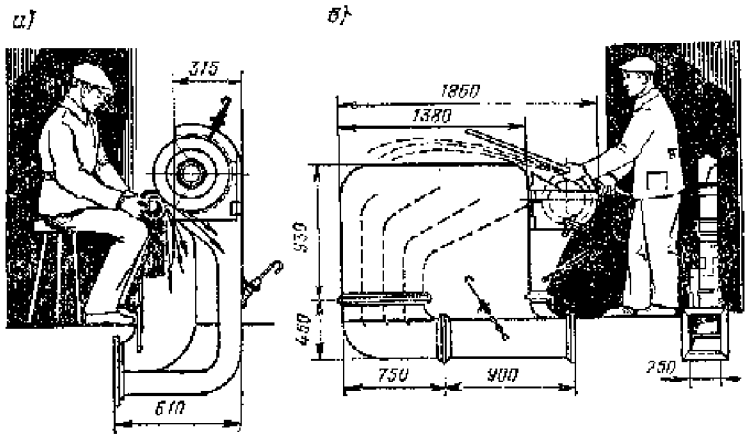


Рис. III.35. Местные отсосы

а — от шлифовального станка; *б* — от полировального станка

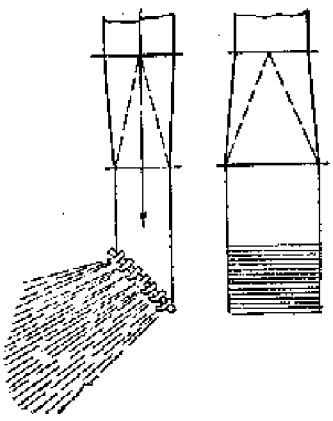


Рис. III.36. Воздушный душ

ными отсосами. Скорость и температуру воздуха на рабочем месте при применении воздушных душей назначают в зависимости от интенсивности излучения, длительности непрерывного пребывания рабочего под облучением и температуры окружающего воздуха. Согласно СНиП II-33-75, воздушные души с подачей наружного воздуха на место постоянного пребывания работающих должны предусматриваться при тепловом облучении 300—350 Вт/м^2 и более, а также при открытом производственном процессе с выделением ядовитых газов или паров, где нельзя устраивать местные укрытия.

По конструктивному оформлению установки для душирования разделяются на стационарные и передвижные.

Стационарные установки устраивают с подачей воздуха на одну точку до 3500 м^3/ч. Воздух подается через специальные насадки, позволяющие изменять направление факела. Приточные системы, предназначенные для воздушного душирования, как правило, не следует совмещать с другими системами приточной вентиляции.

Передвижные установки забирают воздух из цеха и подают его на рабочие места (или места отдыха). Если воздух при этом не подвергается обработке (охлаждению и пр.), то роль установок сводится к тому, чтобы создавать движение воздуха на рабочем месте. Имеются передвижные установки, в которых взятый из цеха воздух предварительно охлаждается и промывается от пыли.

Расчет установок воздушного душирования основан на аэродинамических закономерностях истечения свободной струи воздуха и состоит в определении скорости выхода воздуха из приточного насадка, размера насадка, объема подаваемого воздуха и в некоторых случаях — его температуры. Заданными величинами для расчета являются чаще всего размеры рабочего места или рабочей площади, средняя скорость движения воздуха и иногда средняя температура его в этих местах.

К местной приточной вентиляции наряду с воздушными душами относятся так называемые воздушные оазисы. Под воздушными оазисами понимают некоторый (не замкнутый сверху) объем помещения, в котором поддерживают микроклиматические условия, отличные от условий во всем остальном объеме помещения. Для создания воздушного оазиса в помещении, имеющем большую высоту и значительную площадь, выгораживают остекленными или глухими перегородками (высотой примерно 2 м от пола) некоторую площадь, определяемую габаритами машин и рабочими местами. В это ограниченное с боков и открытое сверху пространство подается воздух, более чистый и менее нагретый, чем воздух во всем помещении.

При достаточном числе приточных патрубков, равномерно размещенных по всему периметру, и подаче воздуха около пола удается выгороженное пространство заполнять воздухом с более низкой температурой. При соответствующих объемах подаваемого воздуха и его начальной температуре можно достигнуть значительной разности температур воздуха в отгороженном пространстве и вне его (10—12° С).

Воздушные и воздушно-тепловые завесы устраивают для предотвращения поступления холодного воздуха через открытые двери в общественных зданиях и через двери и ворота в промышленных зданиях. В воздушных завесах используется воздух без подогрева, в воздушно-тепловых — воздух подогревается в калориферах. Воздух, подаваемый в канал на завесу, забирается обычно из верхней зоны помещения — обычно под потолком вестибюля и выходит через щели или отверстия канала, устраиваемые либо внизу дверей или ворот, либо сбоку (односторонние и двусторонние).

Двусторонние боковые завесы по сравнению с односторонними более надежно перекрывают проем при движении или остановке транспорта. Завесы с нижней подачей рекомендуется применять при ширине проема

значительно большей, чем высота. Они более надежно предохраняют нижнюю зону помещения от поступления холодного воздуха.

Скорость выхода воздуха из щелей или отверстий в общественных зданиях принимается до 5 м/с и в производственных зданиях для дверей — 8 м/с и для ворот —25 м/с. Температуру воздуха, подаваемого воздушно-тепловыми завесами, рекомендуется принимать не более 50° С для наружных дверей и 70° С для ворот и технологических проемов (если не установлены другие температуры по технологическим требованиям).

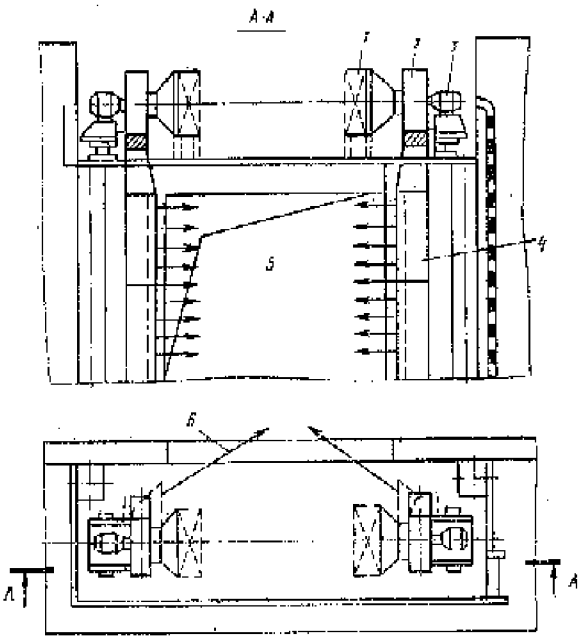


Рис. III.37. Воздушно-тепловая завеса

1 — калорифер; *2* — вентилятор; *3* — электродвигатель; *4* — раздаточный короб; *5* — проем; *6* — направление воздушного потока

При проектировании воздушных и воздушно-тепловых завес следует определять создаваемый ими уровень звукового давления и предусматривать меры для снижения шума. На рис. III.37 показана воздушно-тепловая двусторонняя завеса, состоящая из калорифера, вентилятора, электродвигателей и раздаточных коробов со щелевыми насадками. Вентиляционное оборудование располагается внутри помещения на специальных металлических конструкциях. Воздух рекомендуется выпускать под определенным углом к плоскости ворот, как это показано на рисунке.

Согласно СНиП II-33-75, воздушные завесы следует предусматривать:

а) у входных дверей вестибюлей общественных зданий и вспомогательных зданий предприятий — в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха (расчетные параметры Б) и количества людей, проходящих в течение 1 ч:

при температуре от —15 до —25° С	400 человек и более
при температуре от —26 до —45° С	250 » » »
при температуре ниже —45° С	100 » » »

б) у входных дверей общественных и производственных зданий и помещений, оборудованных системами кондиционирования воздуха;

в) у входных дверей общественных и производственных зданий и помещений со значительными выделениями влаги (плавательных бассейнов и др.) или при расположении постоянных рабочих мест вблизи входных дверей;

г) у проемов технологического оборудования (при обосновании) для уменьшения поступления через них вредностей и холода.

Для ограждения от обдувания воздухом, поступающим через проемы, постоянных рабочих мест, расположенных вблизи ворот, технологических проемов и дверей, следует предусматривать установку перегородок или экранов.

Для расчета воздушных завес используют таблицы, графики, номограммы, составленные на основании большой теоретической и экспериментальной работы советских ученых В. В. Батурина, И. А. Шепелева и В. М. Эльтермана.

Более подробные сведения о воздушных завесах приведены в специальной литературе.

§ 130. Краткие сведения о пневматическом транспорте

На крупных строительных площадках и на заводах строительной индустрии для перемещения различных материалов и отходов производства широко применяют пневматический транспорт, имеющий большие преимущества по сравнению с другими способами их транспортирования.

Для расчета систем пневматического транспорта введено понятие о скорости витания и рабочей скорости движения транспортируемого материала. Под скоростью витания $w_{вит}$ понимается скорость движения воздушного потока, при которой материальные частицы находятся во взвешенном состоянии или в состоянии безразличного равновесия. Рабочей скоростью $w_{раб}$ называется действительная скорость материальных частиц в воздуховоде пневматического транспорта, при которой кроме материальных частиц, находящихся во взвешенном состоянии, поднимаются в случае, например, остановки вентилятора и пуска его в работу частицы, осевшие в воздуховоде.

Отношение рабочей скорости в воздуховоде к скорости транспортируемых материальных частиц зависит от массовой концентрации смеси μ, представляющей собой массу G, кг, транспортируемого материала, приходящегося на 1 кг транспортируемого воздуха.

Величина скорости витания $w_{вит}$ является одной из основных исходных данных при расчете систем пневматического транспорта.

Для шарообразных частиц приближенное значение скорости витания $w_{вит}$, м/с, в обычных интервалах числа Re:

$$w_{вит} = 4{,}7\sqrt{d\rho}\,, \qquad (III.28)$$

где d — диаметр тела, см;
ρ — плотность тела, кг/м^3.

Для транспортирования в вертикальном трубопроводе (воздуховоде) скорость движения воздуха должна быть в 1,3—1,5 раза больше скорости витания. При транспортировании в горизонтальном трубопроводе скорость движения воздуха должна равняться примерно двум скоростям витания.

Для некоторых видов пыли примерные рабочие скорости воздушного потока в воздуховодах пневматического транспорта могут быть приняты по табл. III.10.

Таблица III.10. **Скорость воздушного потока в воздуховодах пневматического транспорта, м/с**

Транспортируемый материал или отходы	На участках		Транспортируемый материал или отходы	На участках	
	вертикальных	горизонтальных		вертикальных	горизонтальных
Песок, молотая глина	11	13	Легкая минеральная пыль	12	14
Наждачная минеральная пыль (карбид кремния, корунд)	14	16	Опилки и стружки	12	14
			Крупная влажная стружка	18	20

При воздушном транспортировании материалов по трубопроводам потери на трение и местные сопротивления по сравнению с потерями при перемещении чистого воздуха увеличиваются.

Потери давления на горизонтальных участках воздуховода определяют из выражения

$$p_{см} = p(1 + k\mu), \qquad (III.29)$$

где p — потери давления в сети, Па, при перемещении чистого воздуха $t_в = 20°$ С;
k — коэффициент, определяемый опытным путем;
μ — массовая концентрация транспортируемой смеси, кг/кг.

Потери давления $p_{см}$, Па, на вертикальных участках подсчитывают по формуле

$$p_{см} = p(1 + k\mu) + lv, \qquad \text{(III.30)}$$

где l — длина вертикального участка воздуховода, м;
v — объемная концентрация смеси, равная отношению массы механических примесей к объему чистого воздуха, кг/м³.

Для сухого песка, молотой глины $k=0{,}6$ (при плотности $\rho=2400$—2600 кг/м³); для древесных опилок и стружек $k=1{,}4$ (при плотности $\rho=$ 250—300 кг/м³).

Для транспортирования пыльного воздуха рекомендуются следующие минимально допустимые диаметры воздуховодов, мм:

мелкая сухая и зернистая пыль	80
средняя волокнистая пыль (опилки, медная стружка, волокна хлопка, шерсть и т. п.)	100
крупная стружка	130
щепа	150

Расчет пневмотранспортных установок слагается из следующих операций: определение количества транспортируемого материала; определение количества воздуха исходя из массовой концентрации смеси и скорости движения воздуха по данным табл. III.10 (или путем расчета); подбор диаметров воздуховодов с учетом потери давления на отдельных участках и ответвлениях.

Более подробные сведения о расчете воздуховодов и оборудования для разных случаев применения пневматического транспорта приводятся в специальной литературе.

Глава 23. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

§ 131. Общие сведения о загрязнении атмосферы

В населенных пунктах имеется ряд источников загрязнения атмосферы, из которых наиболее важными являются: а) почва, б) котельные и печи в малоэтажных домах, в) транспорт, в особенности автомобильный, и, наконец, — и это самое главное — г) промышленные предприятия и тепловые станции с их массовым выбросом в атмосферу различных вредных веществ. Именно с этими последними источниками по преимуществу связана проблема охраны атмосферы.

Вещества, загрязняющие атмосферу населенных пунктов, особенно городов, многочисленны, разнообразны и неодинаковы в отношении вредного воздействия на окружающую среду. Все они находятся в воздухе в различном агрегатном состоянии; в виде твердых частиц (пыль, сажа), капель жидкостей, паров и газов.

Распространение загрязнений в атмосфере объясняется рядом закономерностей и зависит от ряда условий. Известно, например, что на территориях, расположенных с наветренной стороны по отношению к промышленным предприятиям, загрязнения воздуха обычно относительно незначительны. Наоборот, сильнее всего загрязняется воздух на подветренной стороне от предприятия. С этой точки зрения большое значение имеет «роза ветров» данной местности, и с этим фактором необходимо серьезно считаться в градостроительстве при планировке населенных мест и размещении промышленных предприятий и жилых районов. Однако надо учитывать, что в течение года дуют ветры всех направлений, следовательно, загрязнению в большей или меньшей степени подвергается окружающая территория во всех направлениях. Наряду с направлением большое значение имеет скорость движения ветра. Имеется обратная корреляция между скоростью

движения ветра и концентрацией многих вредных веществ, а именно: чем больше скорость ветра, тем сильнее вредные вещества разбавляются воздушными массами, тем ниже становятся концентрации. Наоборот, в тихую, безветренную погоду выбросы медленно рассеиваются, оседающие вредные вещества сосредоточиваются в небольшом радиусе вокруг предприятия, создавая в приземном слое воздуха высокие, часто неблагоприятные концентрации. Температура воздуха тоже существенно влияет на загрязнение. Более высокие концентрации вредных веществ наблюдаются зимой во время сильных морозов, чему способствует изменение температуры воздуха с высотой, и в связи с этим возможно возникновение температурной инверсии.

Велика также зависимость загрязнения атмосферы от влажности воздуха. При высокой влажности воздуха в ней возрастают концентрации пыли, сажи и некоторых других вредных веществ. Общеизвестно, как увеличивается задымленность в городах в туманные дни, когда воздух насыщен влагой.

Загрязнение атмосферы оказывает вредное влияние не только на организм и здоровье человека, но и на санитарно-бытовые условия, световой климат города, на растительность, на здания и сооружения. Например, такие вредные вещества, как зола, сажа и смолы, могут сильно загрязнять металлы. Сернистые соединения разрушительно действуют на строительные материалы и конструкции: известь, бетон, железобетонные и металлические конструкции. О размерах загрязнений, а следовательно, о степени влияния их на людей и окружающую среду судят по концентрации вредных выбросов в атмосферу населенных мест.

В Советском Союзе на основе многочисленных научных исследований установлены предельно допустимые концентрации (ПДК) всех видов вредных выделений, загрязняющих атмосферу. Согласно СН-245-71, концентрация вредных веществ в атмосферном воздухе территории промышленных предприятий не должна превышать 30% ПДК вредных веществ для рабочей зоны производственных помещений. Величины ПДК некоторых вредных газов, паров и пыли в воздухе помещений приведены в § 115.

Охрана чистоты атмосферы является весьма актуальной и исключительно важной проблемой. В решении этой проблемы у нас находят яркое отражение и широко проводятся следующие мероприятия.

1. Мероприятия, осуществляемые в градостроительстве:

а) планировка в соответствии с советским законодательством;

б) централизованное теплоснабжение и газификация населенных мест.

2. Технологические и санитарно-технические мероприятия:

а) совершенствование технологического процесса производства, герметизация оборудования и аппаратуры, утилизация отходов производства;

б) очистка воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией из цехов и отделов промышленного предприятия, от вредных примесей.

§ 132. Очистка воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией из цехов промышленных предприятий

На промышленных предприятиях производится очистка воздуха, не только подаваемого в цехи, отделы, но и удаляемого из них в атмосферу, чтобы не допускать загрязнения наружного воздуха на территории предприятия и прилегаемых к нему жилых кварталов.

Для очистки воздуха от пыли, удаляемого вытяжной вентиляцией, применяют пылеуловители и фильтры. Выбор их зависит от характера пыли (от размера пылинок и ее свойств; сухая, волокнистая, липкая пыль и т. д.), ценности данной пыли и необходимой степени очистки.

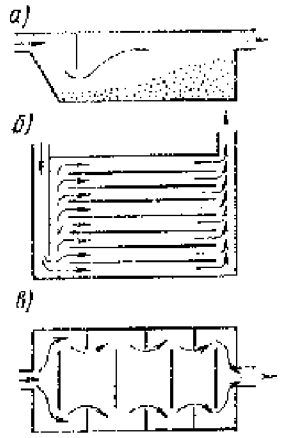


Рис. III.38. Пылеосадочные камеры

а — горизонтальная с перегородкой; *б* — полочная; *в* — лабиринтного типа

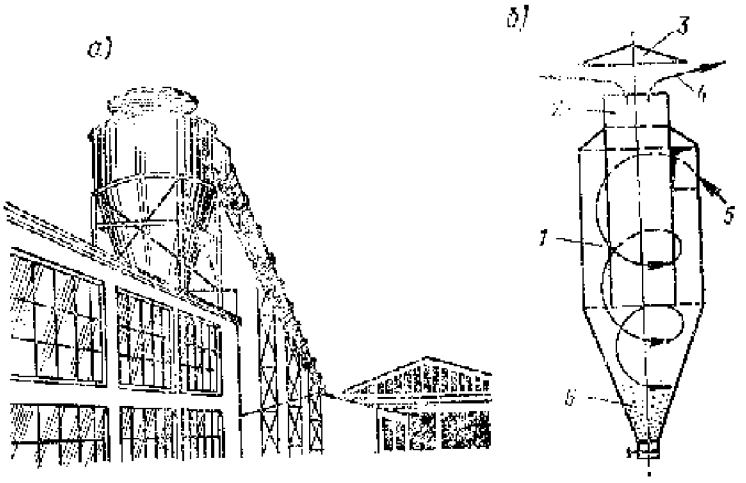


Рис. III.39. Центробежный пылеотделитель-циклон

а — общий вид; *б* — схема; *1* — цилиндрическая часть корпуса, образующая кольцевое пространство; *2* — труба внутри циклона; *3* — металлический зонт; *4* — очищенный воздух; *5* — запыленный воздух; *6* — коническая часть корпуса

Наиболее простым пылеуловителем для очистки удаляемого воздуха является пылеосадочная камера (рис. III.38, *а*, *б*), работа которой основана на осаждении пылинок из воздуха при малой скорости его движения (w=0,1 м/с).

Среди имеющихся конструкций пылеосадочных камер заслуживает внимание горизонтальная лабиринтная камера (рис. III.38, *в*), предложенная проф. В. В. Батуриным. В этой оригинальной камере механические примеси выпадают в результате резких изменений направления потока, ударов пылинок о перегородки и завихрения воздуха.

В пылеосадочных камерах происходит лишь грубая очистка воздуха от пыли; в них задерживаются пылинки диаметром 30—100 мк. Остаточная запыленность воздуха после такой очистки нередко составляет 30—40 мг/м^3, что не может быть признано удовлетворительным даже в тех случаях, когда воздух после очистки не возвращается, а выбрасывается наружу. В связи с этим нередко необходима вторая ступень очистки воздуха в сетчатых, матерчатых фильтрах и других устройствах для улавливания пыли.

Более эффективным и менее дорогим пылеуловителем для грубой очистки следует считать циклон (рис. III.39). Этот вид пылеуловителя значительно отличается от пылеосадочной камеры как в конструктивном отношении, так и по принципу действия.

Циклоны получили широкое распространение и применяются для задерживания стружек, опилок, металлической пыли и др. Запыленный воздух подводится вентилятором в верхнюю часть наружного цилиндра циклона. В циклоне воздух принимает вращательное движение, вследствие чего развивается центробежная сила, отбрасывающая механические примеси к стенкам, откуда они скатываются в нижнюю часть циклона, имеющую форму усеченного конуса. Очищенный воздух через внутренний цилиндр циклона, так называемую выхлопную трубу, выходит наружу. Нижняя часть циклона периодически очищается.

Кроме обычных циклонов в промышленных предприятиях применяются группы из 2, 3, 4 циклонов. На тепловых станциях для предварительной очистки в комплексе с другими методами золоулавливания устанавливают мультициклопы (рис. III.40). Мультициклон представляет собой объединение в одном агрегате многих маленьких циклонов диаметром 30—40 см с общей подачей в них загрязненного воздуха и общим бункером для осевшей золы. В мультициклоне задерживается до 65—70% золы.

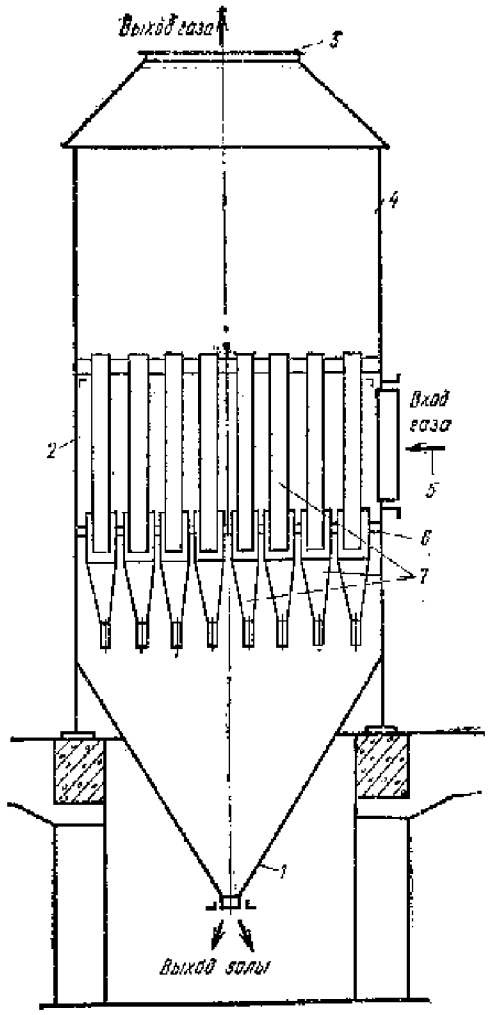


Рис. III.40. Схема мультициклона

1 — бункер; *2* — приемная камера; *3* — выход газа; *4* — камера очищенного газа; *5* — вход газа; *6* — кожух; *7* — группа циклонов

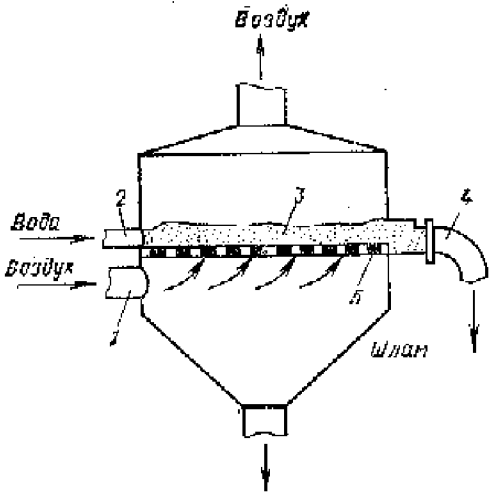


Рис. III.41. Схема устройства пенного пылеуловителя

1 — патрубок; *2* — штуцер для подачи воды; *3* — водяная пленка; *4* — трубопровод для отвода шлама; *5* — решетка

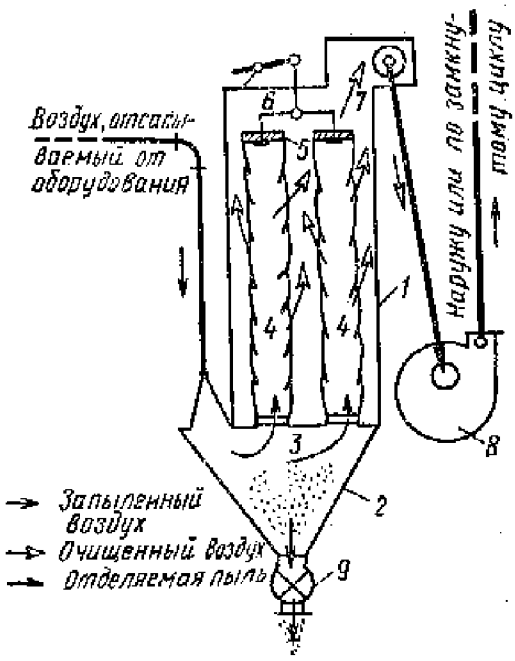


Рис. III.42. Схематический разрез всасывающего матерчатого рукавного фильтра, поясняющий принцип действия его

1 — металлический корпус; *2* — коническая часть корпуса для сбора отделяемой пыли; *3* — днище с отверстиями для рукавов; *4* — рукава из ворсистой ткани; *5* — заглушки рукавов; *6* — встряхивающий механизм; *7* — отверстие для выхода очищенного воздуха; *8* — вентилятор; *9* — шлюзовой затвор

Интерес представляют пылеуловители мокрого типа, которые отличаются хорошей эффективностью. К ним относятся центробежные скрубберы, циклоны-промыватели, пылеуловители Вентури, пенные пылеуловители и др.

На рис. III.41 показана схема устройства пенного пылеуловителя Принцип действия пенного пылеуловителя основан на прохождении воздушных струек через водяную пленку. Устанавливают их в отапливаемых помещениях для очистки воздуха от плохо смачиваемой пыли с начальной загрязненностью свыше 10 г/м^3.

Для средней и тонкой очистки запыленного воздуха с успехом применяют различные матерчатые фильтры, например рукавный фильтр, схема которого показана на рис. III.42. Рукавные фильтры, получили распространение во многих отраслях промышленности и особенно в тех, где пыль, содержащаяся в очищаемом воздухе, представляет ценный продукт производства (мукомольная, сахарная и др.).

Помимо рассмотренных видов обеспыливающего оборудования следует отметить электрофильтры и ультразвуковые пылеуловители. Прин-

цип действия электрофильтра основан на том, что пылевые частицы, проходя с воздухом через электрическое поле, получают заряды и, притягиваясь, оседают на электродах, с которых затем удаляются механическим способом.

В ультразвуковых пылеуловителях используется способность пылевых частиц под действием мощного звукового потока к коагуляции, т. е. к свертыванию в хлопья, что очень важно для улавливания из воздуха аэрозолей. Эти хлопья выпадают в бункер. Звуковой эффект создается сиреной. Выпускаемые у нас сирены могут быть применены в пылеочистных установках производительностью до 15000 м³/ч.

Описанные устройства для очистки воздуха цехов и отделов промышленных предприятий, удаляемого вытяжной вентиляцией в атмосферу, далеко не исчерпывают все виды пылеуловителей и фильтров, используемых для предотвращения загрязнения воздушного бассейна городов.

§ 133. Шум в механических системах вентиляции и борьба с ним

Основным источником шума в механических системах вентиляции является вентиляторная установка, при работе которой возникают два вида шума — аэродинамический и механический.

Аэродинамический шум образуется вследствие вихреобразования у лопастей колеса и кожуха вентилятора, главным образом на входе и выходе, а также периодических пульсаций воздуха, которые ощущаются также в виде шума.

Механический шум создается от вибрации лопастного колеса, кожуха и электродвигателя, а также от подшипников, передачи и других элементов вентиляторной установки.

Сильная вибрация вентиляторной установки не только отрицательно влияет на самочувствие человека, но и нередко служит помехой в технологическом процессе производства. Во многих случаях вибрация может быть причиной преждевременного износа и даже разрушения строительных конструкций зданий.

Аэродинамический и механический шум, возникающий при работе вентиляторной установки, распространяется по воздушной среде, движущейся в каналах и воздуховодах, по их стенкам или по массиву, в котором они проложены. Кроме того, шум распространяется через основание и фундамент вентиляторной установки по ограждающим конструкциям здания, через которые проникает в помещения, иногда довольно далеко расположенные от вентиляторной камеры. Для борьбы с шумом вентиляторных установок снижают окружную скорость вращения рабочего колеса вентилятора, скорость движения воздуха в воздуховодах и других элементах системы вентиляции, а также проводят конструктивные и монтажные мероприятия.

По условиям относительной бесшумности рекомендуются следующие окружные скорости вращения рабочего колеса вентилятора: для осевых вентиляторов, устанавливаемых в жилых и общественных зданиях, не выше 35 м/с, а для центробежных 25—30 м/с; в производственных зданиях окружные скорости принимают с учетом шума от других источников, но не выше 50 м/с. Максимальные скорости движения воздуха в воздуховодах и других элементах системы вентиляции назначают, руководствуясь данными табл. III.9. Для обеспечения заданного давления при небольшой окружной скорости рабочего колеса вентилятора целесообразно принимать многоступенчатую схему рабочего колеса в две ступени и более.

Конструктивные и монтажные мероприятия, снижающие уровень шума, должны тщательно разрабатываться в процессе проектирования

системы вентиляции здания и полностью осуществляться при монтаже ее до сдачи в эксплуатацию.

Приведем некоторые вполне обоснованные указания по этому вопросу.

1. Помещения, для которых уровень шума строго регламентирован, располагать вдали от приточных и вытяжных камер. Удлинением пути, проходимого звуком от камеры до помещения, достигается ослабление уровня шума в 1 фон на 1 м. Вблизи вентиляционных камер не должно быть помещений с малым уровнем собственного шума.

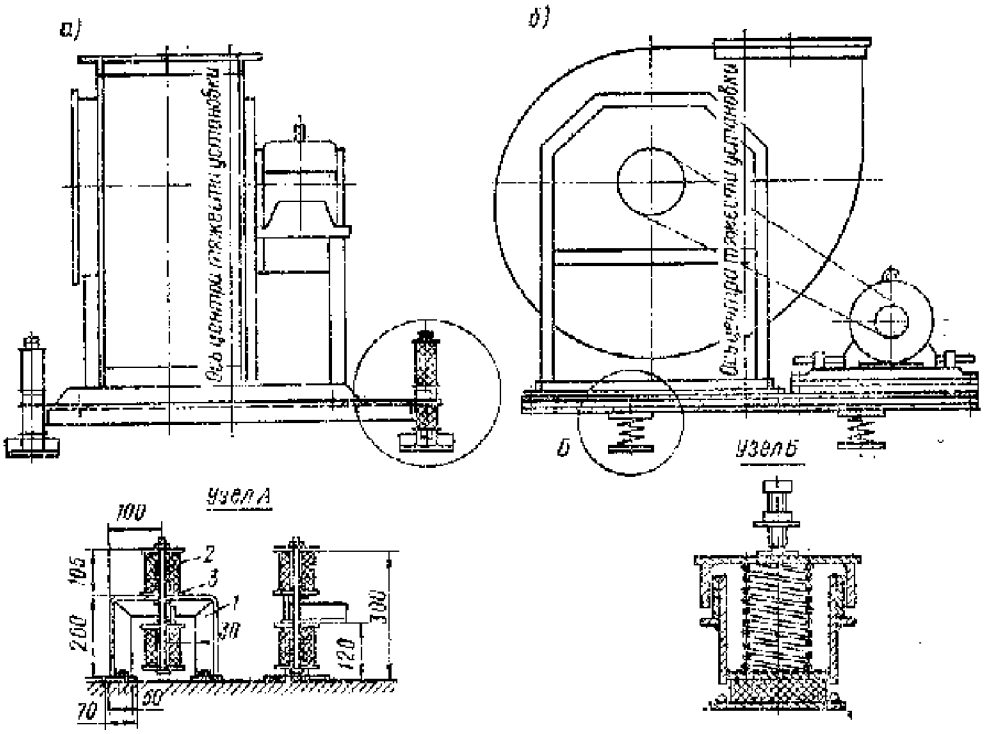


Рис. III.43. Установка вентиляторов на виброизолирующих основаниях и типы амортизаторов

1 — опорная конструкция; *2* — резиновый цилиндр; *3* — металлические шайбы

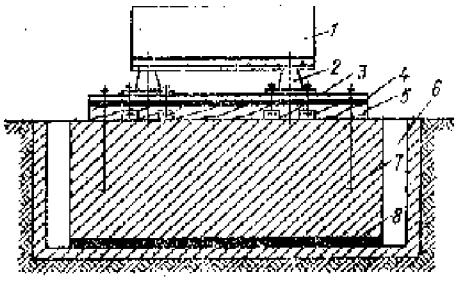


Рис. III.44. Установка вентилятора на виброзвукоизолирующем фундаменте

1 — станина вентилятора, *2* — пружинный амортизатор; *3* — доска; *4* — резина; *5* — брус; *6* — приямок; *7* — фундамент; *8* — звукоизолирующая прокладка

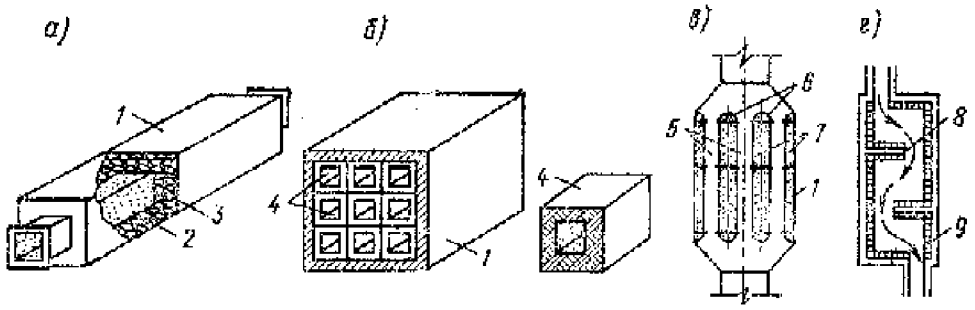


Рис. III.45. Вентиляционные шумоглушители

а — трубчатый; *б* — сотовый; *в* — пластинчатый; *г* — камерный; *1* — наружный кожух; *2* — перфорированный воздуховод; *3* — звукопоглощающий материал; *4* — звукопоглощающие ячейки; *5* — канал для воздуха; *6* — обтекатели; *7* — звукопоглощающие пластины; *8* — поперечные перегородки; *9* — облицовка

2. Вытяжные камеры располагать над вспомогательными помещениями (лестничными клетками, санузлами и т. п.).

3. Внутренние поверхности вентиляционных камер покрывать звукопоглощающей штукатуркой или обивать материалами, хорошо поглощающими звуки различной высоты.

4. Для повышения звукоизолирующей способности дверей камер утяжелять их конструкцию, применяя доски толщиной 40—50 мм, устраивая двойные двери, и обеспечивать максимальную плотность притворов.

5. Нельзя крепить непосредственно к каркасу и ограждающим конструкциям зданий электродвигатели, вентиляторы и другое оборудование, вызывающее вибрацию.

6. В воздуховодах устанавливать специальные шумоглушители.

7. Вентиляторы соединять с электродвигателем посредством эластичной муфты или применять клиновидную передачу.

8. Вентилятор присоединять к воздуховоду через мягкие вставки из прорезиненной ткани.

9. Входное отверстие в вентилятор устраивать плавным.

10. Применять виброзвукоизолирующие основания.

11. Металлические поверхности для уменьшения производимого ими шума покрывать вибродемпфирующей мастикой (смесь синтетических смол и наполнителей).

12. Тщательно балансировать рабочее колесо вентилятора.

На рис. III.43 показана установка электровентилятора типа Ц4-70 № 8 и вентилятора с клиноременной передачей типа Ц4-70 № 12 на виброизолирующих основаниях с резиновыми (рис. III.43, *а*) и пружинными (рис. III.43, *б*) виброизоляторами.

В некоторых случаях, когда требуется максимально уменьшить шум вентиляторных установок, размещаемых в первом этаже или в подвале, фундамент возводят с использованием нескольких видов виброзвукоизолирующих средств (рис. III.44).

Для глушения шума, передающегося воздуховодом, применяют трубчатые, пластинчатые и сотовые шумоглушители (рис. III.45). В качестве звукопоглощаемого материала в шумоглушителях для приточных систем вентиляции рекомендуется применять мягкие маты (холсты) плотностью 15 кг/м^3 из супертонкого стекловолокна (СТВ). В порядке исключения можно применять капроновое волокно, но обязательно, согласно противопожарным требованиям, со стеклотканью.

Для вытяжных систем следует использовать также эффективные по звукопоглощающим качествам, но более дешевые материалы: плиты из стекловолокна марки ЦФД плотностью 30—40 кг/м^3, минераловатные плиты марки ПМ плотностью 60—70 кг/м^3.

При набивке шумоглушителей другими, менее эффективными материалами необходимо увеличивать длину глушителя. Для трубчатых глушителей всех типоразмеров звукопоглощающую облицовку делают толщиной 100 мм и длиной не менее 1 м. В пластинчатых звукоглушителях толщину крайних звукопоглощающих пластин принимают равной 100 и 200 мм, а толщину средних — в 2 раза большей. Пластинчатые звукоглушители изготовляют одно-, двух- и трехканальными с различными размерами проходного сечения.

При выборе материала для облицовки камер и воздуховодов следует отдавать предпочтение пористому материалу со сквозными порами; материалы с замкнутыми порами (губки, пенопласт) обладают низким коэффициентом звукопоглощения.

Допустимые уровни громкости воздушного шума для помещений различного назначения приведены в справочной литературе. Считается, что шум, громкость которого находится в пределах 35—40 фонов, не оказывает неблагоприятного влияния на организм человека.

§ 134. Устройство систем воздушного отопления

Системы воздушного отопления разделяются:

1) по виду первичного теплоносителя — на паровоздушные, водовоздушные, газовоздушные и электровоздушные;

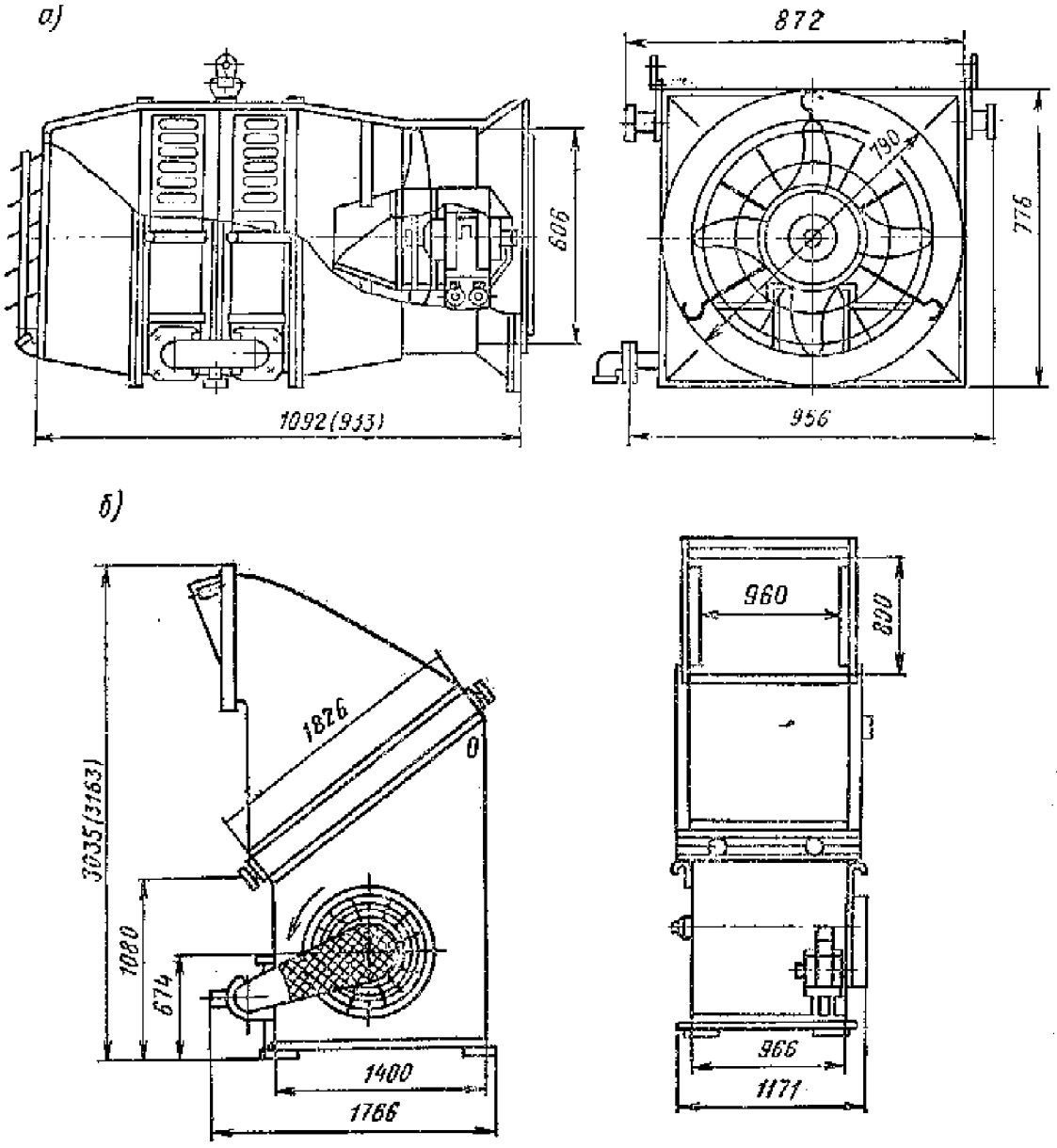


Рис. III.46. Отопительно-вентиляционные агрегаты

а — СТД-100 (размеры в скобках при работе агрегата на паре); *б* — СТД-300М (размеры в скобках при работе агрегата на воде)

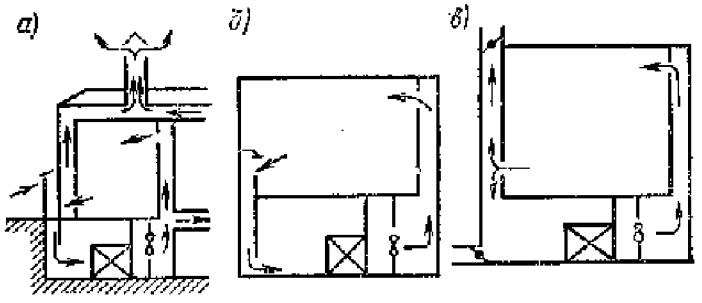
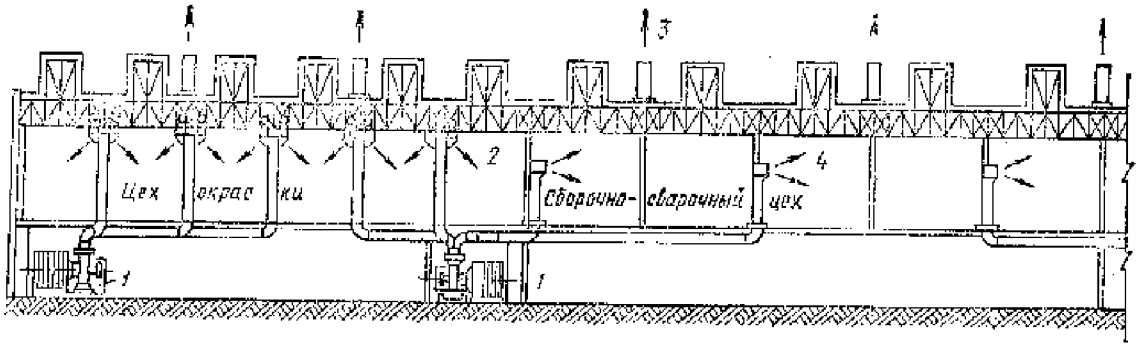


Рис. III.47. Системы воздушного отопления



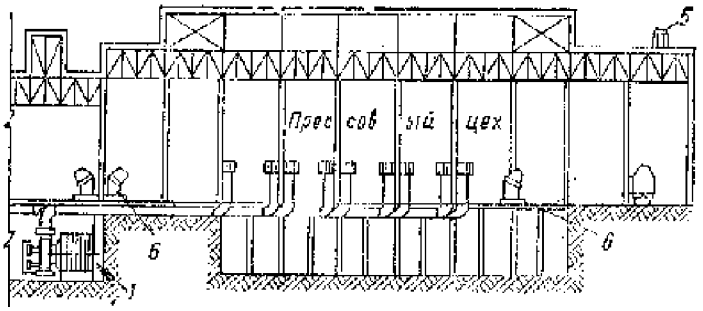


Рис. III.48. Схема воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией

1 — приточные камеры; *2* — воздухораспределители; *3* — шахта; *4* — насадки для сосредоточенной подачи воздуха; *5* — крышные вентиляторы; *6* — отопительные агрегаты

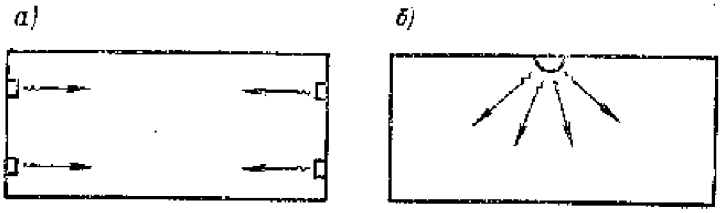


Рис. III.49. Схемы воздушного отопления

а — с параллельным направлением струй воздуха; *б* — с веерным направлением струй воздуха

2) по способу перемещения нагретого воздуха — на естественные с перемещением воздуха за счет разности температур и объемных масс воздуха до воздухонагревателя и после него и с механическим побуждением, осуществляемым с помощью вентилятора;

3) по месту приготовления нагретого воздуха — на централизованные с подачей воздуха в несколько помещений из одного центра и децентрализованные — с подачей воздуха местными отопительными и отопительно-вентиляционными агрегатами (рис. III.46).

4) по качеству воздуха, подаваемого в помещения, — на прямоточные (рис. III.47, *а*), работающие только на наружном воздухе; рециркуляционные (рис. III.47, *б*) с перемещением одного и того же воздуха — и с частичной рециркуляцией (рис. III.47, *в*).

В настоящее время наибольшее применение в жилых, общественных и промышленных зданиях находят паровоздушные и водовоздушные централизованные системы отопления с механическим побуждением. Естественные системы воздушного отопления устраивают с радиусом действия не более 8 м.

В жилых многоэтажных домах применяют прямоточные системы воздушного отопления, в общественных и промышленных зданиях — преимущественно с частичной рециркуляцией.

Рециркуляция воздуха совершенно не допускается в помещениях, в воздухе которых содержатся болезнетворные микроорганизмы и сильнодействующие ядовитые вещества, а также в помещениях, где возможна концентрация вредных веществ выше допустимой. Кроме того, применение полной или частичной рециркуляции воздуха не разрешается в производственных зданиях, отнесенных по пожарной опасности к категориям А и Б.

В последние годы в цехах промышленных предприятий начали все более широко применять системы воздушного отопления, совмещенные с вентиляцией как с рассредоточенной, так и с сосредоточенной подачей воздуха. Для этой цели промышленность выпускает типовые приточные камеры со встроенной теплоизоляцией, укрупненные воздушно-отопительные агрегаты тепловой мощности до 400000 Вт и другое оборудование.

На рис. III.48 приведена система воздушного отопления, совмещенная с вентиляцией цехов автомобильного завода. Приточные камеры, воздуховоды и трубопроводы системы отопления и теплоснабжения размещены в техническом этаже, в межферменном пространстве и в подпольных проходных каналах. Такое размещение отопительно-вентиляционного оборудования не потребует существенных изменений при усовершенствовании технологических процессов.

В системах воздушного отопления с укрупненными отопительно-вентиляционными агрегатами воздух подается в помещение одной или несколькими горизонтальными струями с параллельным или веерным направлением их (рис. III.49).

К основным преимуществам воздушного отопления перед другими способами отопления относятся: 1) возможность совмещения отопления с вентиляцией; 2) отсутствие тепловой инерции, т. е. тепловой эффект при включении системы в действие достигается немедленно; 3) расход металла меньше в 6—8 раз, а капитальные затраты — в 1,5—2 раза (при сосредоточенной подаче воздуха).

К недостаткам воздушного отопления относятся: 1) возможность перемещения вредных выделений вместе с движущимся воздухом; 2) шум при работе вентиляторных установок; 3) больший расход электроэнергии.

§ 135. Общие сведения о расчете систем воздушного отопления

Расход тепла Q, кДж/ч, для системы воздушного отопления определяется по формулам:

при полной рециркуляции воздуха

$$Q_1 = cG_р (t_{пр} - t_в); \qquad (III.31)$$

при работе на наружном воздухе

$$Q_2 = cG_н (t_{пр} - t_н); \qquad (III.32)$$

при частичной рециркуляции воздуха

$$Q_3 = c [G_р (t_{пр} - t_в) + G_н (t_{пр} - t_н)], \qquad (III.33)$$

где $G_р$, $G_н$ — количество рециркуляционного и наружного воздуха, кг/ч;
$t_{пр}$ — температура подаваемого (приточного) воздуха, °С;
$t_н$ — расчетная наружная температура, °С;
$t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С;
c — массовая теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·К).

Высоту $h_в$ над уровнем пола, на которую воздух подается в помещение, в системах с сосредоточенной подачей принимают в зависимости от высоты помещения H: при $H \leqslant 8$ м $h_в = 3{,}5$—6 м; при $H > 8$ м $h_р = 5$—7 м. Воздух подается в помещение с температурой до 70° С.

При подаче воздуха на высоте менее 3,5 м температура его должна быть не выше 45° С, причем место подачи должно находиться на расстоянии не менее 2 м от места пребывания людей.

Число воздушных струй n определяется по формулам:

при параллельном направлении их (рис. III.49, *а*)

$$n = \frac{V}{BHl_{стр}}; \qquad (III.34)$$

при веерном направлении их (рис. III.49, *б*)

$$n = \frac{V}{0{,}4R^2_{\text{стр}} H}, \qquad \text{(III.35)}$$

где V — внутренний объем помещений, м³;
B, H — ширина и высота зоны помещения, обслуживаемой одной струей, м;
$l_{\text{стр}}$, $R_{\text{стр}}$ — дальнобойность и радиус струи, м.

Дальнобойность струй $l_{\text{стр}}$, м, при параллельном направлении их подсчитывается по формуле

$$l_{\text{стр}} = m\frac{c}{a}\sqrt{F}, \qquad \text{(III.36)}$$

где m — коэффициент, при $h_{\text{п}} > 0{,}6H$ равный 1, при $h_{\text{в}} \geqslant 0{,}6H$, равный 0,7;
c — поправочный коэффициент, зависящий от максимально допустимой скорости воздуха в помещении и соотношения B и H; например: при $w_{\text{макс}} = 0{,}5$ м/с и $B > 4H$ коэффициент c равен 0,26; при $w_{\text{макс}} = 0{,}5$ м/с и $B \leqslant 4H$ коэффициент c равен 0,37;
a — коэффициент турбулентности структуры струи. Величина этого коэффициента зависит от типа приточного насадка: при выпуске воздуха из цилиндрической трубы $a = 0{,}08$, при выпуске воздуха из патрубка после отвода $a = 0{,}1$; редкая сетка за осевым вентилятором в коротком патрубке $a = 0{,}24$, лопатки Прандтля при повороте струи на 90° $a = 0{,}2$;
F — площадь поперечного сечения зоны помещений, обслуживаемой одной струей, м².

Радиус действия струй $R_{\text{стр}}$, м, при веерном направлении их определяется по формуле

$$R_{\text{стр}} = \left(\frac{c_1}{a}\right)^2 H,$$

где c_1 — коэффициент при веерном направлении струй, зависящий от значения $w_{\text{макс}}$ (например, при $w_{\text{макс}} = 0{,}5$ м/с $c_1 = 0{,}29$, а при $w_{\text{макс}} = 0{,}3$ м/с $c_1 = 0{,}2$).

Дальнобойность струи должна быть не меньше длины обслуживаемой зоны помещения. Если длина помещения больше дальнобойности струи, а ширина равна или меньше 3,5 H, то струи могут быть направлены последовательно одна за другой или навстречу одна другой.

Наивыгоднейшая в отношении расхода электроэнергии кратность воздухообмена при полной рециркуляции может быть определена по формулам:

при параллельном направлении струй

$$n = \frac{300w^2_{\text{макс}}}{l_{\text{стр}}}; \qquad \text{(III.38)}$$

при веерном направлении струй

$$n = \frac{15w^2_{\text{макс}}}{c_1^2 R_{\text{стр}}}. \qquad \text{(III.39)}$$

Температура подаваемого в помещение воздуха $t_{\text{пр}}$ проверяется по формуле

$$t_{\text{пр}} = \frac{3{,}6q_0 (t_{\text{р.з}} - t_{\text{н}})}{c\rho n} + t_{\text{р.з}}, \qquad \text{(III.40)}$$

где $t_{\text{р.з}}$ — температура в рабочей зоне, °С;
$t_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха для отопления, °С;
ρ — плотность воздуха при $t_{\text{р.з}}$, кг/м³;
q_0 — удельная тепловая характеристика помещения, Вт/(ч·м²·К);
c — теплоемкость воздуха, равная 1 кДж/(кг·К).

Диаметр выпускного отверстия (приточного насадка) определяется по следующим формулам при направлении струй воздуха:

параллельном

$$d_{\text{п}} = \frac{0{,}88L}{w_{\text{макс}}\sqrt{F}};$$

веерном

$$d_н = 6{,}25 \frac{aL}{w'_{макс}\sqrt{F}},$$

где L — количество воздуха, подаваемого одной струей, м³/с;
$w'_{макс}$ — максимальная величина средней скорости движения обратного потока воздуха в помещении, м/с; при $B \leqslant 4H$ $w'_{макс} = 1{,}14\, w_{макс}$, при $B \geqslant 4H$ $w'_{макс} = 0{,}8\, w_{макс}$.

§ 136. Кондиционирование воздуха

Кондиционирование воздуха относится к наиболее современным и технически совершенным способам создания и поддержания в помещениях условий комфорта для человека и оптимальных параметров воздушной среды для производственных процессов, обеспечения длительной сохранности ценностей культуры и искусства в общественных зданиях и т. п. Кондиционирование воздуха является большим достижением науки и техники в деле создания искусственного климата в закрытых помещениях.

Современная установка кондиционирования воздуха представляет собой комплекс технических средств, служащих для приготовления, перемещения и распределения воздуха, автоматического регулирования его параметров, дистанционного контроля и управления.

В зависимости от использования наружного и рециркуляционного воздуха различают прямоточные (рис. III.50, *а*), рециркуляционные (рис. III.50, *е*) и частично рециркуляционные (рис. III.50, *б*—*д*) системы.

Частично рециркуляционные системы, представляющие собой комбинацию прямоточной и рециркуляционной, могут быть с первой рециркуляцией (рис. III.50, *б*), со второй рециркуляцией (рис. III.50, *в*), с первой и второй рециркуляцией (рис. III.50, *г*) и прямоточной с обводным каналом вокруг камеры (рис. III.50, *д*).

Особенностью систем кондиционирования воздуха являются наличие систем автоматики, обеспечивающих устойчивый искусственный микроклимат независимо от внешних условий и технологических процессов, протекающих в помещении.

Системы кондиционирования воздуха разделяют на центральные и местные, круглогодичные и сезонные (для теплого или холодного периода года).

В центральных системах кондиционирования воздуха кондиционер, где происходят все процессы обработки воздуха, устанавливают вне обслуживаемых помещений, и его раздача ведется по сети воздуховодов. Такие системы обслуживают как отдельные большие помещения, так и группы помещений.

В общественных и промышленных зданиях с различными требованиями к воздушной среде по отдельным помещениям или с различным тепловлажностным режимом устраивают многозональные центральные системы кондиционирования воздуха. В этих случаях здание разделяют в отношении обслуживания на несколько зон, в каждую из которых воздух подается со своими параметрами.

Центральные кондиционеры выполняют с форсуночными и поверхностными воздухоохладителями. Кондиционеры собирают из типовых секций, они имеют производительность по воздуху до 250 тыс. м³/ч.

Комбинируя секции, можно составлять кондиционер с любой схемой обработки воздуха.

На рис. III.51 показан вид центрального кондиционера типа КТ (кондиционер типовой). Он состоит из унифицированных типовых секций, предназначенных для выполнения следующих основных операций по обработке воздуха:

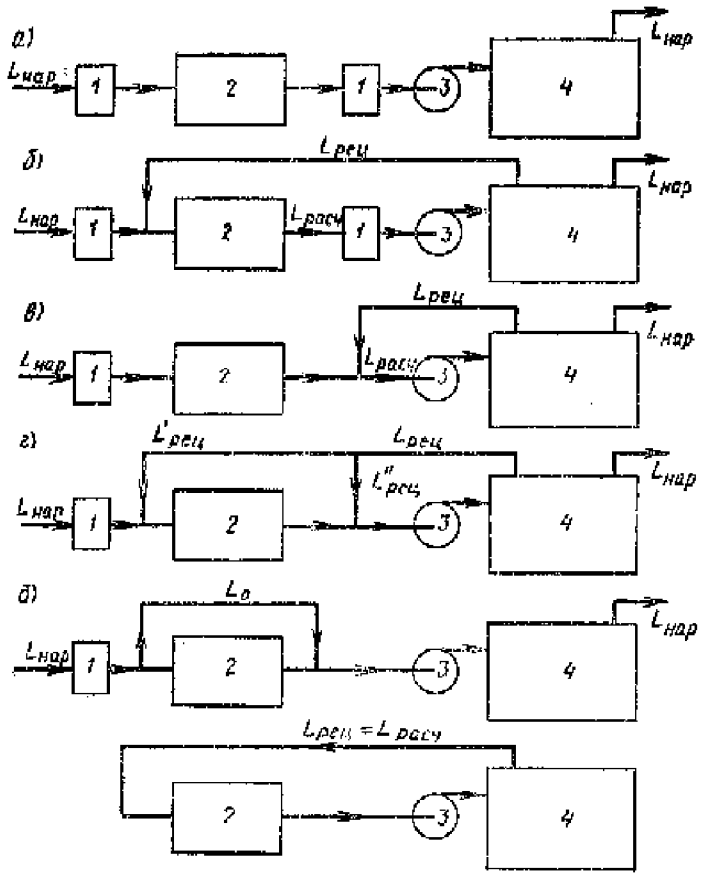


Рис. III.50. Принципиальная схема кондиционирования воздуха

1 — секция подогрева; *2* — камера оросительная; *3* — вентилятор; *4* — кондиционируемое помещение

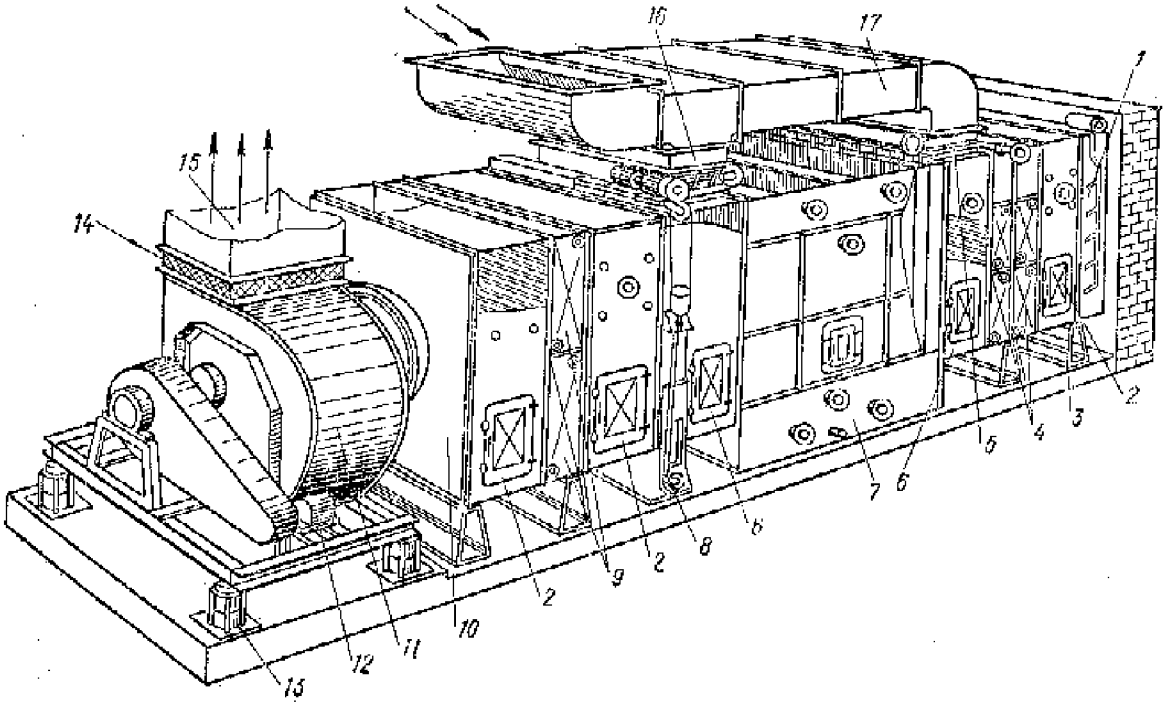


Рис. III.51. Общий вид центрального кондиционера типа КТ

1 — приемный клапан; *2* — секция обслуживания; *3* — подставка; *4* — секция калориферов первого подогрева; *5* — проходной клапан; *6* — смесительная секция; *7* — камера орошения; *8* — секция масляных фильтров; *9* — секция калориферов второго подогрева; *10* — переходная секция к вентилятору; *11* — вентиляторная установка; *12* — электродвигатель; *13* — виброамортизаторы; *14* — гибкая вставка; *15* — воздуховод приточного воздуха; *16* — воздуховод второй рециркуляции воздуха; *17* — воздуховод первой рециркуляции воздуха

охлаждения и осушки в камерах орошения или поверхностных воздухонагревателей;

нагревания в калориферах;

увлажнения в камерах орошения;

очистки от пыли воздушными фильтрами;

смешивания наружного и рециркуляционного воздуха;

регулирования воздуха воздушными клапанами;

перемещения воздуха вентиляторами.

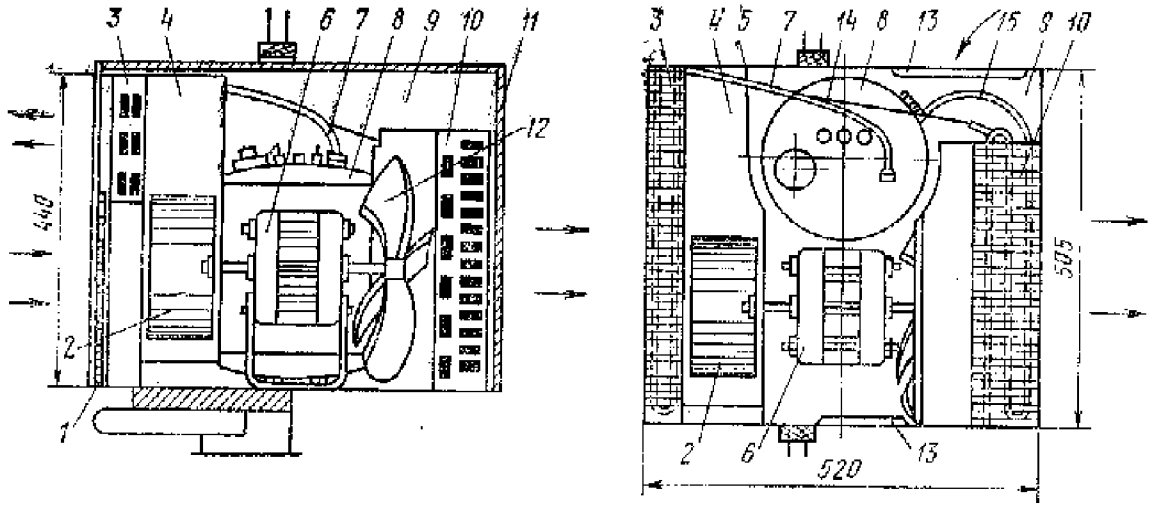


Рис. III.52. Комнатный кондиционер «Азербайджан-4М»

1 — воздушный фильтр; *2* — центробежный вентилятор; *3* — испаритель; *4* — внутренний отсек кондиционера; *5* — внутренняя перегородка; *6* — электродвигатель; *7* — трубопровод от испарителя к компрессору; *8* — компрессор; *9* — наружный отсек кондиционера; *10* — воздушный конденсатор; *11* — кожух кондиционера; *12* — осевой вентилятор; *13* — жалюзи; *14* — капиллярная трубка от конденсатора к испарителю; *15* — трубопровод от компрессора к конденсатору

Системы кондиционирования воздуха, предназначенные для круглогодичной и круглосуточной работы, совмещенные с отоплением здания, должны быть оборудованы не менее чем двумя кондиционерами производительностью по 50% общей производительности системы.

Необходимые данные о размещении центральных кондиционеров в здании приведены в справочной литературе [24, 28].

В местных системах кондиционирования воздуха кондиционер размещают обычно в кондиционируемом помещении в виде подокопных, шкафных или подвесных агрегатов производительностью до 10 тыс. м³/ч.

Такие системы применяют в небольших помещениях — лабораториях, отдельных гостиничных номерах, кабинетах и т. п.

На рис. III.52 изображен местный автономный кондиционер «Азербайджан»[1], предназначенный для жилых и общественных зданий. Кондиционер состоит из двух отсеков — воздухоохлаждающего и машинно-конденсаторного. Он устанавливается в нижней части окна или в проеме стены так, чтобы машинно-конденсаторный отсек (компрессор, работающий на фреоне-22, воздушный конденсатор и центробежный вентилятор) находился с наружной стороны.

Производительность кондиционера по воздуху составляет 450 м³/ч; холодопроизводительность 1750—2000 Вт; максимальная потребляемая мощность 1,2 кВт; масса кондиционера 85 кг.

При проектировании любых установок кондиционирования воздуха необходимо составлять тепловлажностные балансы помещений, в которых должны быть учтены все факторы, влияющие на изменение состояния воздушной среды в самом помещении, а при центральных системах, кроме того, факторы, влияющие на изменение состояния приточного воздуха при транспортировании его от кондиционера до помещения.

На основе данных тепловлажностных балансов определяют тепловую нагрузку для зимнего периода и охлаждающую — для летнего. В соответствии с этим находят объем приточного воздуха с учетом допускаемых перепадов температур Δt, выявляют мощности нагревательных и охлаждающих устройств, после чего определяют требуемые мощности тепло- и холодоприготовляющих установок системы.

[1] В автономном кондиционере холод вырабатывается встроенными в него холодильными агрегатами.

ПРИМЕРНОЕ СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОЙ ПРОЕКТНОЙ РАБОТЫ

Темой курсовой проектной работы принято центральное водяное отопление и вентиляция жилого или общественного здания. Для выполнения этой работы исходным материалом может служить архитектурно-строительный проект здания, выполняемый студентом по курсу «Архитектура зданий». Такое последовательное и комплексное курсовое проектирование наглядно показывает студенту, насколько важно своевременно увязывать архитектурно-планировочные решения с системами отопления и вентиляции здания и другой санитарной техникой.

I. ОТОПЛЕНИЕ

1. Определение величины сопротивления теплопередаче R_0 и коэффициента теплопередачи k одного из ограждений—стены, чердачного перекрытия или бесчердачного покрытия (совмещенной крыши), перекрытия над неотапливаемым подвалом или подпольем. При отклонении величины R_0 ограждения, принятого в архитектурно-строительном проекте, от $R_0^{тр}$ для заданного района постройки более чем на 10% в конструкцию ограждения вносится соответствующее изменение. Для других типовых ограждений здания значение термического сопротивления и коэффициента теплопередачи принимается по данным справочной литературы [24, 28].

2. Подсчет потерь тепла по помещениям через теплоограждающие конструкции здания с заполнением бланка, форма которого приведена в в табл. II.5.

3. Определение удельного расхода тепла на отопление здания и сравнение с данными, приведенными в прил. 6.

4. Определение расхода тепла на вентиляцию (см. прил. 6).

5. Выбор типа нагревательных приборов.

6. Определение требуемой площади поверхности нагревательных приборов, экм, для всех помещений здания с учетом корректирующих коэффициентов. Полученные данные записываются в бланк (см. табл. II.11).

7. Нанесение на планах этажей отопительных приборов, отопительных стояков и других элементов системы отопления.

8. Нанесение на плане чердака и на плане первого и подвального этажей магистральных трубопроводов системы отопления и арматуры.

9. Определение места расположения котельной или теплового пункта. Выбор способа воздухоудаления.

10. Составление аксонометрической схемы отопления с нанесением нагревательных приборов, запорно-регулировочной арматуры, расширительного сосуда, величины и направления уклонов трубопроводов и др.

11. Расчет трубопроводов двух-трех циркуляционных колец системы отопления и сравнение расхода давления в них.

12. Определение емкости расширительного сосуда и подбор его по табл. II.12.

13. Выбор типа котлов, определение требуемой поверхности нагрева и числа их с учетом ориентировочной тепловой нагрузки на вентиляцию.

14. Составление плана котельной с размещением основного оборудования.

15. Определение размеров дымовой трубы и боровов. Изображение их на чертежах.

16. Определение годового расхода топлива и размеров топливного склада при котельной по формулам, приведенным в § 52.

При снабжении здания теплом от тепловой сети вместо операций, приведенных в пп. 13—16, рассчитывают и подбирают элеватор или водонагреватель (бойлер) и вычерчивают схему теплового пункта.

II. ВЕНТИЛЯЦИЯ

1. Определение необходимого воздухообмена для всех помещений здания по нормам, указанным в прил. 3. Полученные данные записывают в таблицу (см. табл. III.3).

2. Составление схемы организации вентиляции помещений. Определение числа вентиляционных систем, трассировки воздуховодов и каналов, месторасположения приточных и вытяжных камер, воздухозаборных устройств, вытяжных шахт и др.

3. Нанесение на планы этажей вентиляционных каналов и воздуховодов, приточных и вытяжных шахт и других элементов систем вентиляции.

4. Составление аксонометрической схемы одной вытяжной системы вентиляции (по указанию руководителя).

5. Расчет воздуховодов и каналов одной вытяжной системы и подбор для нее вентиляционного оборудования. Результаты расчета воздуховодов записывают в таблицы (см. § 121).

В графическую часть работы входят следующие чертежи, выполняемые на двух листах (формат а1):

1) планы этажей здания, подвала и чердака в масштабе 1 : 100 с нанесением на них элементов системы отопления и вентиляции;

2) аксонометрическая схема системы отопления в масштабе 1 : 100;

3) план и разрез котельной или теплового пункта в масштабе 1 : 50 с нанесением оборудования и основных установочных размеров;

4) аксонометрическая схема одной вытяжной системы вентиляции (по указанию руководителя) в масштабе 1 : 50.

Все конструкции и детали здания рекомендуется чертить тонкими линиями, а элементы системы отопления и вентиляции (трубопроводы, отопительные приборы и др.) — более толстыми.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать (в порядке изложения):

1) титульный лист;

2) оглавление записки с указанием страниц;

3) краткое описание здания и основных его конструкций;

4) расчетные условия и температуры;

5) расчет и краткое описание элементов систем отопления и вентиляции с соблюдением указанной выше последовательности выполнения задания;

6) расчетные таблицы для записи теплопотерь, расчета трубопровода и др.

7) список использованной литературы.

Расчетно-пояснительная записка (формат листа а4), должна быть написана кратко, чернилами, с полями не менее 2 см и с одной чистой страницей в конце записки для заметок и заключения руководителя. При исходных и вычисленных величинах обязательно проставлять единицы физических величин (размерности).

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Величины теплотехнических характеристик некоторых строительных материалов и конструктивных элементов зданий (СНиП II-3-79)

Наименование	Плотность ρ, кг/м³	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·К)	Расчетные коэффициенты	
			теплопроводности λ, Вт/(м·К)	теплоусвоения S, Вт/(м²·К)
	в сухом состоянии условия эксплуатации Б			
Железобетон	2500	0,84	1,63	15,58
Бетон на гравии или на кирпичном щебне	2400	0,84	1,45	14,53
Бетоны ячеистые (газобетон, пенобетон, газосиликат, пеносиликат)	1000	0,84	0,41	4,94
Перлитобетон	1000	0,84	0,33	4,59
То же	400	0,84	0,15	1,91
Керамзитобетон	1400	0,84	0,58	4,71
То же	800	0,84	0,29	3,72
Сталь	7850	0,48	58	125
Чугун	7200	0,48	50	112
Алюминий	2600	0,84	220	185
Вата минеральная	150	0,75	0,07	0,75
Войлок строительный	150	1,67	0,06	1,02
Плиты минераловатные на битумном связующем	400	0,75	0,11	1,59
Плиты гипсовые	700	1,04	0,23	3,48
Засыпка из сухого песка	1600	0,84	0,58	7,61
Грунт растительный под зданием	1800	0,84	1,16	11,28
Сосна или ель поперек волокон	500	2,51	0,17	4,18
То же, вдоль волокон	500	2,51	0,35	5,81
Плиты древесноволокнистые	1000	2,1	0,29	6,61
То же	400	2,1	0,14	2,89
Кладка из обыкновенного глиняного кирпича	1800	0,88	0,81	9,55
Кладка из силикатного кирпича	1800	0,88	0,86	9,95
Цементно-песчаный раствор или штукатурка из него	1800	0,84	0,93	10,09
Сложный раствор (песок, известь, цемент) или штукатурка из него	1700	0,84	0,86	9,48
Известково-песчаный раствор или штукатурка из него	1600	0,84	0,81	8,94

Примечание. Более подробные и полные данные о теплотехнических характеристиках строительных материалов и конструктивных элементах зданий приведены в СНиП II-3-79.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Климатические данные отопительного периода по некоторым пунктам СССР (СНиП II-А. 6-72)

Пункт	Температура воздуха, °С				Отопительный период		Средняя скорость ветра в январе, м/с
	абсолютная минимальная	средняя наиболее холодной пятидневки	средняя наиболее холодных суток	расчетная для вентиляции	продолжительность, сут	средняя температура, °С	
Алма-Ата	—38	25	—28	—10	166	—2,1	1,9
Архангельск	—45	—32	—36	—19	251	—4,7	5,9
Братск	—59	—43	—46	—30	246	—10,3	3,4
Волгоград	—36	—22	—29	—13	182	—3,4	6,3
Горький	—41	—30	—33	—16	218	—4,7	5,1
Казань	—47	—30	—35	—18	218	—5,7	5,7
Киев	—32	—21	—26	—10	187	—1,1	4,3
Красноярск	—53	—40	—44	—22	235	—7,2	6,2
Куйбышев	—43	—27	—36	—18	206	—6,1	5,4
Ленинград	—36	—25	—28	—11	219	—2,2	4,2
Москва	—40	—25	—32	—14	205	—3,2	4,9
Новосибирск	—50	—39	—42	—24	227	—9,1	5,7
Свердловск	—43	—31	—38	—20	228	—6,4	5
Ульяновск	—48	—31	—36	—18	213	—5,7	4,6
Уфа	—42	—29	—36	—19	211	—6,4	5,2
Харьков	—36	—23	—28	—11	189	—2,1	5
Челябинск	—45	—29	—35	—20	216	—7,1	4,5
Чита	—49	—38	—41	—30	240	—11,6	3,9

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Расчетные температуры, кратности или величины вентиляционных обменов в помещениях (СНиП II-А. 1-71, СНиП II-Л.65-73 и др.)

Помещения	Расчетная температура в помещении, °С	Кратность или величина вентиляционного обмена	
		вытяжка, м³/ч	приток
Жилая комната квартиры и общежития	18	3 на 1 м²	—
Номер гостиницы	20	30 на одного человека	—
Кухня с газовой плитой	15	Не менее 60 при двухконфорочной плите, 75 — при трехконфорочной, 90 — при четырехконфорочной	—
Ванна индивидуальная	25	25	—
Совмещенный санитарный узел	25	50	—
Уборная индивидуальная	16	25	—
Уборная общая	16	50 на 1 унитаз и 25 на 1 писсуар	—
Лестничная клетка	16	—	—
Курительные в общественных зданиях	16	10	—
Помещения коммунальной бани			
вестибюль с гардеробом и кассой	18	—	2
раздевальная	25	2	2,5
мыльная	30	9	8

Некоторые технические характеристики современных чугунных котлов

Тип котла	Типоразмеры, $\frac{м^2}{УПН}$	Ширина колосниковой решетки, мм	Строительные размеры, мм			Средний удельный теплосъем $\frac{Q}{F}$, кВт/м²
			длина	ширина	высота	
ВНИИСТО-мч	1,18; 1,5; 1,82; 2,14; 2,46; 2,78; 3,1; 3,42; 3,74	215	320—960	460	1090	9—12
КЧМ-2	1,67; 2,11; 2,5; 2,95; 3,39; 3,83; 4,23	—	345—855	455	1045	12
«Универсал-5»	$\frac{15,2}{26,1}$; $\frac{19,68}{33,8}$; $\frac{24,16}{49,2}$; $\frac{28,64}{49,2}$; $\frac{33,12}{56,9}$; $\frac{37,6}{64,6}$; $\frac{42,68}{72,4}$	890	985—2485	2060	1910	11—12
«Универсал-6»	$\frac{19,8}{36}$; $\frac{24,2}{44}$; $\frac{28,6}{52}$; $\frac{33}{60}$; $\frac{37,4}{68}$; $\frac{41,8}{76}$; $\frac{46,2}{84}$	896	1115—2615	1966	2030; 2465	13—14
«Универсал-6м»	$\frac{22,4}{44}$; $\frac{33}{60}$; $\frac{41,8}{76}$	1030	1084; 1622; 2160	2070	2100; 2470	13—14
«Энергия-3»	$\frac{36,8}{48,9}$; $\frac{55,2}{73,4}$; $\frac{73,6}{97,9}$	1295	1814; 2342; 2870	2945	2870; 2430	12—14
«Тула-1»	$\frac{43,2}{57}$; $\frac{59,4}{78,4}$; $\frac{81}{106,9}$	1300	1710; 2250; 2785	2930	2930	12—14
«Энергия-6»	$\frac{27,9}{56}$; $\frac{40,3}{81}$; $\frac{52,7}{105}$	1300	1689; 2217; 2745	2460	2390; 2770	12—14
АБ-2	$\frac{19,96}{32,4}$; $\frac{25,5}{41,3}$; $\frac{31}{50,2}$; $\frac{36,5}{59,2}$; $\frac{42}{68}$; $\frac{47,5}{77}$	808	1280—2640	1750	2140	12—14

Выбор циркуляционного давления $p_{сист}$ в зависимой системе отопления со смешением в элеваторе при $\Delta t = 150—70°$ по данным ВНИИГС

Параметры теплоносителя после элеватора, °С	$p_{сист}$, кПа	Параметры теплоносителя после элеватора, °С	$p_{сист}$, кПа
95—70	12	100—70	16
105—70	20	110—70	25

Примечание. В справочной литературе [24, 28] приведен график, по которому величину необходимого циркуляционного давления находят по перепаду давления на вводе тепловой сети и коэффициенту смешения.

Удельные тепловые характеристики жилых и общественных зданий q_0, Вт/(м³·К) (для населенных пунктов с расчетной наружной температурой —30° С)

Здания	Объем зданий, тыс. м³, до				
	3	5	10	15	20
Жилые здания, включая гостиницы и общежития	0,49	0,44	0,39	0,36	0,34
Административные здания	—	0,50 0,11	0,44 0,09	0,41 0,08	0,37 0,21
Клубы	—	0,43 0,29	0,39 0,27	0,35 0,23	—
Кинотеатры	—	0,42 0,50	0,37 0,46	0,35 0,44	—
Универмаги	—	—	0,34 0,48	0,32 0,47	0,26 0,44
Детские сады и ясли	—	0,44 0,13	0,40 0,12	—	—
Школы	—	0,46 0,09	0,41 0,09	0,38 0,08	—
Больницы	—	0,47 0,34	0,42 0,33	0,37 0,30	0,35 0,29

Поправочный коэффициент α для жилых и общественных зданий

Средняя температура наиболее холодной пятидневки $t_н$, град	—10	—15	—20	—25	—30	—35	—40	—45	—50
Поправочный коэффициент	1,45	1,29	1,17	1,08	1	0,95	0,90	0,86	0,83

Примечания: 1. В числителе приведена удельная тепловая характеристика для отопления, в знаменателе - для вентиляции.

2. Для жилых зданий, гостиниц и общежитий удельная тепловая характеристика q_0 учитывает суммарный расход тепла на отопление и вентиляцию.

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Плотность воды ρ, кг/м³, при температуре воды 40—90° С

Градусы	40	50	60	70	80	90
0	992,24	988,07	983,24	977,81	971,83	965,34
1	991,86	987,62	982,72	977,23	971,21	964,67
2	991,47	987,15	982,2	976,66	970,57	963,99
3	991,07	986,69	981,67	976,07	969,94	963,3
4	990,66	986,21	981,13	975,48	969,3	962,61
5	990,25	985,73	990,59	974,79	968,65	961,92
6	989,82	985,25	980,05	974,29	968	961,22
7	980,4	984,73	979,5	973,68	967,34	960,51
8	988,96	984,25	978,94	973,07	966,68	959,81
9	988,52	983,76	978,38	972,45	966,01	959,09

Величины добавочных давлений $\Delta p_{тр}$, Па, возникающих от охлаждения воды в трубопроводах двухтрубных систем водяного отопления при верхней разводке и естественной циркуляции

Горизонтальная протяженность систем, м	Высота нагревательного прибора над котлом, м	Расстояние по горизонтали от главного до рассчитываемого стояка, м			
		до 10	10—20	20—30	30—50
Стояки открытые без изоляции					
Здание в 1 или 2 этажа					
До 25	До 7	100	100	150	—
25—50		100	100	150	200
Здание в 3 или 4 этажа					
До 15	До 15	250	250	250	—
25—50		250	250	300	350
Стояки без изоляции в бороздах					
Здание в 1 или 2 этажа					
До 25	До 7	80	100	130	—
25—50		80	80	130	150
Здание в 3 или 4 этажа					
До 25	До 15	180	200	280	—
25—50		180	200	250	300

Примечания: 1. При нижней разводке к величине расчетного давления добавок на охлаждение воды в трубах не делать.

2. Для однотрубных систем величины добавок принимать в размере 50% значений, указанных в приложении.

3. Для систем с искусственной циркуляцией величины добавок следует принимать в размере 40%, а при скрытой прокладке трубопроводов добавки не учитываются.

Коэффициенты местного сопротивления ζ (приближенные значения)

Местное сопротивление	Значение ζ (для всех диаметров)
Радиаторы двухколонные	2
Котлы чугунные	2,5
Внезапное расширение (относится к большей скорости)	1
Внезапное сужение (относится к большей скорости)	0,5
Отступы	0,5
Тройники проходные	1
То же, поворотные на ответвление	1,5
То же, на противотоке	3
Крестовины проходные	2
То же, поворотные	3
Компенсаторы П-образные и лирообразные	2
То же, сальниковые	0,5

Местное сопротивление	Значение ζ (для всех диаметров)					
	Условный диаметр $D_у$, мм					
	15	20	25	32	40	50 и более
Вентили обыкновенные	16	10	25	9	8	7
То же, прямоточные	3	3	3	2,5	2,5	2
Краны проходные	4	2	2	2	—	—
Краны двойной регулировки с цилиндрической пробкой	4	2	2	2	—	—
Задвижки параллельные	—	—	0,5	0,5	0,5	0,5
Отводы 90° и утка	1,5	1,5	1	1	0,5	0,5
Скобы	3	2	2	2	2	2

Таблица для гидравлического расчета трубопроводов системы водяного отопления при $t_г = 95°$ С, $t_0 = 70°$ С, $\Delta t = 1°$ и $\kappa_э = 0{,}2$ мм [в сокращенном виде]

Потери от трения 1м, Па	Трубы стальные водогазопроводные (ГОСТ 3262—62)							Трубы стальные бесшовные (ГОСТ 8732—70)					
	Диаметр условного прохода $D_у$, мм							Наружный диаметр и толщина стенки					
	15	20	25	32	40	50	65	57·3,5	76·3,5	89·3,5	108·4	133·4	159·4,5
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	16,5	36	69	148	210	409	788	364	889	1343	2379	4259	6962
	0,023	0,028	0,034	0,041	0,046	0,052	0,06	0,051	0,064	0,071	0,082	0,096	0,106
1,2	17,5	40	76	164	210	454	872	398	977	1493	2645	4860	7619
	0,025	0,031	0,037	0,045	0,045	0,059	0,067	0,057	0,071	0,079	0,092	0,108	0,117
1,4	19	44	84	180	229	496	948	442	1054	1643	2876	5462	8510
	0,027	0,034	0,041	0,049	0,048	0,064	0,073	0,062	0,076	0,086	0,1	0,119	0,13
1,6	21	47	96	191	249	535	1016	476	1132	1756	3089	5738	9136
	0,03	0,037	0,045	0,053	0,052	0,069	0,075	0,067	0,082	0,092	0,107	0,128	0,14
1,8	22	50	108	197	269	571	1077	509	1209	1870	3302	6014	9755
	0,031	0,039	0,051	0,054	0,057	0,073	0,082	0,071	0,087	0,098	0,144	0,136	0,149
2	24	53	111	203	304	606	1137	540	1286	1983	3947	6290	9245
	0,033	0,042	0,054	0,057	0,064	0,078	0,087	0,073	0,093	0,104	0,121	0,142	0,154
2,4	26	59	120	223	338	671	1258	595	1440	2210	3853	6841	9947
	0,037	0,046	0,057	0,062	0,071	0,087	0,096	0,084	0,104	0,116	0,134	0,155	0,17
2,6	27	62	126	234	353	700	1317	623	1498	2300	4031	7119	10 370
	0,039	0,042	0,06	0,064	0,074	0,091	0,1	0,09	0,11	0,12	0,14	0,16	0,177
3,2	31	72	140	263	396	774	1483	689	1673	2569	4475	7953	11 637
	0,044	0,058	0,068	0,073	0,083	0,102	0,144	0,097	0,121	0,135	0,155	0,18	0,199
4	35	85	146	299	448	861	1667	766	1906	2902	5049	8968	13 033
	0,05	0,06	0,073	0,082	0,094	0,115	0,126	0,108	0,138	0,153	0,175	0,203	0,222
5	40	95	157	366	507	971	1398	865	2139	3285	5094	10 116	14 698
	0,057	0,073	0,074	0,093	0,107	0,13	0,145	0,122	0,154	0,173	0,197	0,229	0,251
6	44	103	168	373	559	1081	2090	962	2372	3587	6266	11 033	16 184
	0,063	0,08	0,082	0,103	0,118	0,144	0,16	0,126	0,171	0,188	0,217	0,25	0,276
7	48	111	184	406	601	1172	2269	1043	2564	3878	6838	11 949	17 568
	0,069	0,086	0,089	0,112	0,126	0,149	0,174	0,146	0,185	0,204	0,237	0,271	0,3
8	55	113	199	434	642	1268	2450	1124	2756	4175	7299	12 866	18 797
	0,082	0,088	0,097	0,12	0,135	0,161	0,187	0,158	0,199	0,22	0,253	0,291	0,32
9	57	119	212	463	684	1354	2596	1205	2927	4471	7760	13 726	19 873
	0,084	0,092	0,103	0,128	0,144	0,171	0,199	0,166	0,211	0,235	0,269	0,311	0,339

10	59	126	225	490	725	1445	2744	1286	3078	4703	8221	14 487	20 825
	0,087	0,097	0,109	0,135	0,151	0,182	0,21	0,179	0,222	0,247	0,285	0,328	0,355
12	63	140	248	537	809	1583	3011	1409	3378	5280	9018	15 969	22 728
	0,093	0,108	0,12	0,149	0,17	0,201	0,23	0,197	0,214	0,272	0,313	0,36	0,388
14	67	151	269	579	876	1720	3246	1531	3679	5629	9783	17 232	24 250
	0,098	0,117	0,131	0,16	0,184	0,218	0,148	0,214	0,266	0,296	0,339	0,39	0,420
16	70	163	289	621	937	1858	3482	1654	3950	6020	10 474	18 272	26 534
	0,103	0,126	0,141	0,172	0,197	0,236	0,266	0,231	0,285	0,317	0,363	0,414	0,453
18	74	174	309	663	997	1974	3718	1757	4191	6904	11 114	19 312	28 438
	0,108	0,135	0,15	0,184	0,21	0,251	0,284	0,246	0,303	0,337	0,385	0,437	0,485
20	77	184	322	705	1058	2090	3953	1859	4433	6781	11 704	20 352	30 062
	0,144	0,142	0,161	0,195	0,222	0,165	0,302	0,26	0,32	0,367	0,406	0,461	0,513
28	91	221	398	840	1261	2465	4702	2194	2194	5283	11 838	13 936	24 511
	0,135	0,171	0,19	0,233	0,165	0,312	0,35	0,307	0,381	0,424	0,483	0,555	0,605
34	102	245	428	933	1405	2727	5196	2427	5846	8914	15 191	27 066	39 475
	0,15	0,189	0,208	0,258	0,296	0,345	0,397	0,34	0,423	0,469	0,527	0,612	0,673
40	112	267	457	1026	1524	2973	5667	2646	6317	9669	16 446	29 311	42 656
	0,164	0,206	0,226	0,284	0,321	0,37	0,433	0,37	0,456	0,509	0,570	0,664	0,728
45	126	297	530	1149	1710	3336	6339	2669	7108	10 832	18 538	30 072	47 960
	0,186	0,23	0,257	0,318	0,36	0,422	0,485	0,416	0,513	0,57	0,643	0,749	0,818
60	139	324	593	1270	1866	3690	6971	3283	7829	11 767	20 630	36 198	52 398
	0,205	0,25	0,288	0,352	0,393	0,468	0,533	0,462	0,565	0,619	0,715	0,819	0,894
70	151	351	635	1365	2022	3988	7534	3549	8493	12 630	22 143	39 159	56 337
	0,223	0,271	0,308	0,379	0,426	0,504	0,576	0,498	0,613	0,664	0,768	0,886	0,969
80	163	377	677	1467	2178	4276	8666	3805	9069	13 494	37 656	42 119	60 904
	0,239	0,291	0,328	0,406	0,458	0,54	0,618	0,534	0,655	0,71	0,82	0,953	1,039
95	178	417	739	1593	2370	4645	8819	4152	9826	14 807	25 920	45 680	66 369
	0,262	0,328	0,369	0,441	0,499	0,589	0,675	0,583	0,709	0,778	0,899	1,034	1,132
120	201	469	835	1786	2674	5250	9899	4673	10 929	16 951	29 384	51 415	74 594
	0,295	0,362	0,405	0,494	0,563	0,664	0,757	0,657	0,789	0,892	0,019	1,164	1,272

Примечание. Верхняя строка — количество воды, проходящей по трубе, кг/ч, нижняя — скорость движения воды в трубе, м/с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

Потери давления Z, Па, местных сопротивлениях трубопроводов систем водяного отопления

Скорость движения воды, м/с	Потери давления Z, Па, при сумме коэффициентов $\Sigma\zeta$									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,05	1,23	2,5	3,7	—	6,2	7,4	8,6	9,8	11,1	12,3
0,07	2,45	4,9	7,4	9,8	12,3	14,8	17,3	19,6	22,1	24,5
0,09	4,02	8	12,1	16,1	20,1	24,1	28,1	32,1	36,1	40,2
0,15	11,08	22,2	33,3	44,4	55,5	66,6	77,7	88,8	99,9	110,8
0,2	19,61	39,2	58,8	78,4	98	117,6	137,2	156,8	176,4	196
0,3	44,1	88,2	132,3	176,4	220,5	264,6	308,7	352,8	396,9	441
0,4	78,5	157	235,5	314	392,5	471	549,5	628	706,5	785
0,5	122,6	245,2	367,8	490,4	613	735,6	858,2	980,8	1103,4	1225
0,6	176,6	353,2	529,8	706,4	883	1059,6	1236,2	1412,8	1589,4	1766
0,7	245,8	491,6	737,4	983,2	1229	1474,8	1720,6	1966,4	2212,2	2458
0,8	314,8	629,6	944,4	1259,2	1574	1888,8	2203,6	2518,4	2833,2	3148
1	490,3	980,6	1470,9	1961,2	2451,5	2941,8	3432,1	3922,4	4412,7	4903
1,2	706,1	1412,2	2118,3	2824,4	3530,5	4236,7	4942,7	5018,8	5724,9	7061
1,4	961,2	1922,4	2883,6	3844,8	4806	5707,2	6728,4	7689,6	8650,8	9612
1,6	1255,7	2511,4	3767,1	5022,8	6278,5	7534,2	8789,9	10045,6	11301,3	12557

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

Температура t, °С, плотность ρ кг/м³, влагосодержание d, г/кг, при полном насыщении воздуха и давлении 101,335 кПа (760 мм рт. ст)

t	ρ	d	t	ρ	d	t	ρ	d
—20	1,396	0,8	—4	1,312	2,8	12	1,239	8,75
—18	1,385	0,93	—2	1,303	3,3	14	1,23	9,97
—16	1,374	1,11	—0	1,293	3,9	16	1,222	11,4
—14	1,363	1,3	+2	1,284	4,48	18	1,213	12,9
—12	1,353	1,5	4	1,275	5,1	20	1,205	14,7
—10	1,342	1,8	6	1,265	5,79	22	1,197	16,8
—8	1,332	2,08	8	1,256	6,65	24	1,189	18,8
—6	1,322	2,4	10	1,248	7,63	26	1,181	21,4

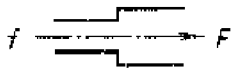
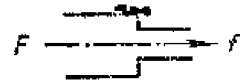
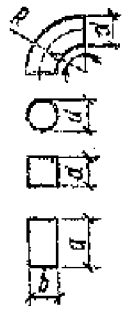
Таблица для расчета стальных круглых воздуховодов (в сокращенном виде)

Динамическое давление, Па	Скорость движения воздуха, м/с	Диаметр воздуховода, мм											
		100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
0,024	0,2	5,6 / 0,0098	8,8 / 0,0098	11,1 / 0,0078	14,5 / 0,0068	18,3 / 0,0059	22,6 / 0,0049	28,6 / 0,0049	35 / 0,0039	44 / 0,0039	56 / 0,0029	71 / 0,0029	90 / 0,0020
0,054	0,3	8,4 / 0,029	13,3 / 0,02	16,6 / 0,02	21,7 / 0,0098	27,5 / 0,0098	33,9 / 0,0098	42,9 / 0,0098	53 / 0,0078	66 / 0,0068	84 / 0,0059	107 / 0,0049	136 / 0,0049
0,096	0,4	11,3 / 0,039	17,7 / 0,029	22,1 / 0,029	28,9 / 0,02	36,6 / 0,02	45,2 / 0,02	57,2 / 0,02	71 / 0,0098	89 / 0,0098	112 / 0,0098	142 / 0,0088	181 / 0,0078
0,150	0,5	14,1 / 0,059	22,1 / 0,049	27,7 / 0,039	36,2 / 0,039	45,8 / 0,029	56,5 / 0,029	71,5 / 0,02	88 / 0,02	111 / 0,02	140 / 0,02	178 / 0,0098	226 / 0,0098
0,216	0,6	16,9 / 0,089	26,5 / 0,068	33,2 / 0,059	43,4 / 0,049	54,9 / 0,039	67,8 / 0,039	85,8 / 0,029	106 / 0,029	133 / 0,02	168 / 0,02	214 / 0,02	271 / 0,02
0,294	0,7	19,8 / 0,12	30,9 / 0,088	38,8 / 0,078	50,6 / 0,059	64,1 / 0,059	79,1 / 0,049	100 / 0,039	124 / 0,039	155 / 0,029	196 / 0,029	249 / 0,02	317 / 0,02
0,384	0,8	22,6 / 0,147	36,3 / 0,107	44,3 / 0,098	57,9 / 0,078	73,2 / 0,068	90,4 / 0,059	114 / 0,049	141 / 0,039	177 / 0,039	224 / 0,039	285 / 0,029	362 / 0,029

Динамическое давление, Па	Скорость движения воздуха, м/с	Диаметр воздуховода, мм											
		100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400
0,485	0,9	25,4 / 0,176	39,7 / 0,137	49,8 / 0,118	65,1 / 0,098	82,4 / 0,088	102 / 0,078	129 / 0,068	159 / 0,059	199 / 0,049	252 / 0,039	321 / 0,039	407 / 0,029
0,6	1	28,3 / 0,216	44,2 / 0,167	56,4 / 0,137	72,3 / 0,118	91,6 / 0,108	113 / 0,088	143 / 0,078	177 / 0,068	222 / 0,059	280 / 0,049	356 / 0,039	452 / 0,039
0,864	1,2	33,9 / 0,294	53 / 0,225	66,5 / 0,196	86,8 / 0,167	110 / 0,147	136 / 0,127	172 / 0,108	194 / 0,098	266 / 0,078	336 / 0,068	427 / 0,059	543 / 0,049
1,18	1,4	39,6 / 0,392	61,8 / 0,294	77,5 / 0,255	101 / 0,216	128 / 0,186	158 / 0,167	200 / 0,137	247 / 0,128	310 / 0,108	393 / 0,088	499 / 0,076	633 / 0,066
1,54	1,6	46,2 / 0,50	70,6 / 0,373	88,6 / 0,324	116 / 0,275	147 / 0,235	181 / 0,207	229 / 0,177	283 / 0,157	354 / 0,137	449 / 0,108	570 / 0,098	729 / 0,088
1,94	1,8	50,9 / 0,608	79,5 / 0,461	99,7 / 0,402	130 / 0,343	165 / 0,294	204 / 0,255	268 / 0,226	318 / 0,196	399 / 0,167	505 / 0,147	641 / 0,128	814 / 0,108
2,4	2,0	56,5 / 0,736	88,3 / 0,559	111 / 0,481	145 / 0,412	183 / 0,353	226 / 0,314	286 / 0,265	353 / 0,235	443 / 0,206	561 / 0,177	712 / 0,147	904 / 0,128

Примечание. Верхняя строка — количество проходящего воздуха, м³/ч; нижняя строка — сопротивление трения, Па, на 1 м воздуховода при внутренних диаметрах, мм.

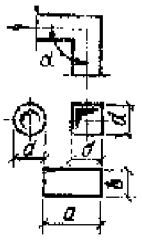
Значения коэффициентов местных сопротивлений для некоторых фасонных частей воздуховодов

Сопротивление	Эскиз	Коэффициент местного сопротивления
1	2	3
Внезапное расширение		$\zeta=\left(1-\frac{f}{F}\right)^2$
Внезапное сужение		$\zeta=0{,}5\left(1-\frac{f}{F}\right)$
Отводы круглые, квадратные и прямоугольные		

α	30	45	60	90	130
$R/d=1$					
ζ	0,09	0,13	0,16	0,21	0,25
$R/d=2$					
ζ	0,07	0,09	0,12	0,15	0,18
Для прямоугольных отводов умножить на коэффициент c					
b/a	0,25	0,5	1	1,5	2
c	1,3	1,17	1	0,9	0,85

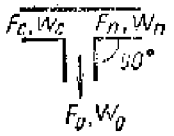
Вытяжная шахта с диффузором		h/d	0,3	0,4	0,6	0,9	1
		ζ	0,8	0,65	0,6	0,6	0,6
Вытяжная шахта с зонтом		$\zeta=1{,}3$					

α	30	45	60	90
ζ	0,16	0,32	0,56	1,2
Для прямоугольных колен умножить на c				
b/a	0,25	0,5	1	1,5
c	1,1	1,07	1	0,95

Колено круглое, квадратное и прямоугольное		
Дефлектор круглый ЦАГИ		$\zeta=0{,}64$

Сопротивление	Эскиз	Коэффициент местного сопротивления
1	2	3

Тройник под углом 90° на притоке воздуха



Проход $F_п + F_о > F_с$; $F_п = F_с$

$\omega_о/\omega_с$	0,4	0,5	0,6	0,8	1
ζ	0,4	0	—0,1	—0,1	0

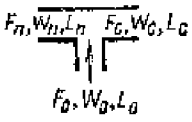
Проход $F_о + F_п = F_с$

$\omega_п/\omega_о$	0,4	0,5	0,6	0,8	1
ζ	4,4	2	0,8	1	0

Ответвление $F_с + F_п > F_с$; $F_п = F_с$

$\omega_п/\omega_с$	0,4	0,6	0,8	1,2	1,4
ζ	9,4	4,2	2,3	1,6	1

Тройник под углом 90° на вытяжке воздуха



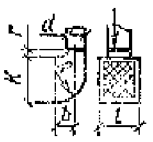
Для прохода воздуха

$F_п/F_с$	ζ при $=L_п/L_о$				
	0,2	0,4	0,6	0,7	0,8
0,1	0,5	1,5	4,4	8,4	20
0,4	0,4	1	2,8	5,2	12,3
1	0,4	0,7	1,6	2,8	6,3

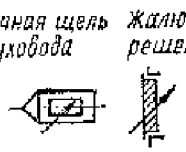
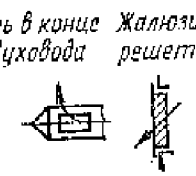
Для ответвления

$F_о/F_п$	ζ при $L_п/L_о$				
	0,1	0,2	0,4	0,5	0,7
0,1	0,3	0,9	1	1	1
0,2	—1,7	0,6	1	1	1
0,4	—9,4	—0,6	1	1	1,1
0,6	—21	—2,7	0,9	1,1	1,2

Выход с плавным поворотом потока воздуха через расширенный патрубок



$\zeta = 1{,}7$
при живом сечении сетки 80%
$r = 0{,}2\,d$; $R = 1{,}2\,d$;
$b = 0{,}7\,d$; $l = 1{,}25\,d$; $k = 1{,}8\,d$.

Сопротивление	Эскиз	Коэффициент местного сопротивления
1	2	3
Вход с поворотом потока воздуха (в отверстие с острыми краями)		$\zeta=2$
Выход с поворотом потока воздуха		$\zeta=2{,}5$

ПРИЛОЖЕНИЕ 15

Техническая характеристика калориферов КВБ

Модель и номер калорифера	Площадь поверхности нагрева, м²	Площадь живого сечения, м²		Масса, кг
		по воздуху	по теплоносителю	
КВБ-2	9,9	0,115	0,0046	53
КВБ-3	13,2	0,154	0,0061	69
КВБ-4	16,7	0,195	0,0061	85
КВБ-5	20,9	0,244	0,0076	106
КВБ-6	25,3	0,295	0,0076	125
КВБ-7	30,4	0,354	0,0092	152
КВБ-8	35,7	0,416	0,0092	174
КВБ-9	41,6	0,486	0,0107	201
КВБ-10	47,8	0,558	0,0107	224

ПРИЛОЖЕНИЕ 16

Сопротивление проходу воздуха R калориферов модели КВБ, Па

Массовая скорость движения воздуха в живом сечении, $\omega\rho$, кг/(м²·с)	4	6	8	10	12	14
Сопротивление R, Па	16	32	51	75	102	132

ПРИЛОЖЕНИЕ 17

Коэффициент теплопередачи k калориферов модели КВБ

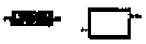
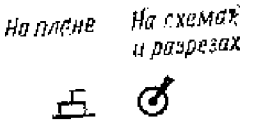
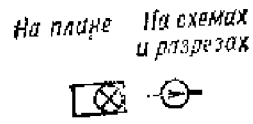
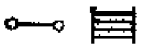
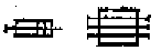
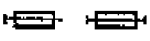
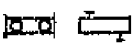
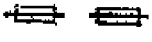
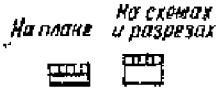
Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя в трубках $\omega_т$, м/с	Значения k, Вт/(м²·К), при массовой скорости движения воздуха в живом сечении, кг/(м²·с)											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Пар		26,2	28,9	31,3	33,2	34,9	36,7	38,3	39,7	41,0	42,6	43,9	44,9
Вода	0,04	16,0	17,1	18,0	18,8	19,6	20,2	20,8	21,3	21,8	22,2	22,6	23,0
	0,05	16,7	18,0	18,8	19,7	20,5	21,1	21,8	22,5	23,0	23,3	23,8	24,2
	0,06	17,2	18,4	19,6	20,5	21,3	22,0	22,7	23,3	23,8	24,4	24,8	25,4

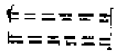
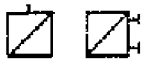
Теплоноситель	Скорость движения теплоносителя в трубках $\omega_т$, м/с	Значения k, Вт/(м²·К), при массовой скорости движения воздуха в живом сечении, кг/(м²·с)											
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	0,07	17,6	19,1	20,4	21,2	22,0	22,7	23,4	23,8	24,7	25,4	26,0	26,4
	0,08	18,0	19,6	20,9	21,9	22,6	24,1	24,2	24,9	25,5	26,1	26,7	27,3
	0,09	18,6	20,2	21,5	22,5	23,3	24,1	25,1	25,8	26,4	27,1	27,7	28,3
	0,1	19,0	20,6	21,9	23,1	23,9	24,6	25,5	26,3	27,1	27,8	28,5	29,0
	0,2	21,5	23,3	24,7	26,2	27,6	28,8	29,8	30,9	31,7	32,5	33,3	34,0
	0,3	22,7	24,7	26,6	28,3	29,2	31,0	31,7	33,4	34,5	35,3	36,2	37,1
	0,4	23,2	25,6	27,6	29,5	30,8	32,6	34,7	35,2	36,9	37,6	38,9	39,7

ПРИЛОЖЕНИЕ 18

Условные графические обозначения для чертежей центрального отопления и вентиляции (ГОСТ 11628—65 и ГОСТ ЕСКД)

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Трубопровод		Направление потока	
подающий		Направление и величина уклона трубопровода	
обратный		Изолированные участки трубопровода	
для удаления воздуха из системы		Коллектор	
переливной		Тройник с пробкой	Т.П.
Главный стояк	Г.С.	Диафрагма	
Номер стояка	На плане / На схеме	Воздухосборник	
		вертикальный	
Изменение диаметра трубопровода			
Пересечение трубопровода без взаимного соединения		горизонтальный	
Соединение трубопровода		Трубопровод в футляре	
на резьбе		Компенсатор П-образный	КП
на фланце		Вентиль запорный проходной	
на сварке			

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Задвижка		Радиатор	
Кран пробочный		Панель бетонная отопительная	
трехходовой		Конденсатоотводчик	
воздушный		Отверстие для выпуска воздуха	
двойной регулировки		для забора воздуха	
Клапан воздушный автоматический (вантуз)			
обратный		Дефлектор	
предохранительный с грузом		Элеватор водоструйный	
дроссельный		Насос	
Манометр пружинный		ручной	
Термометр жидкостный			
Раковина полукруглая с задней стенкой		центробежный	
Регистр из труб гладких		Электродвигатель	
ребристых		Водонагреватель: скоростной водо-водяной	
Труба ребристая		скоростной водо-водяной	
Конвектор без кожуха		емкостный пароводяной	
с кожухом			

Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Вентилятор:	*На плане* *На схеме*	Канал подпольный	
центробежный		Выброс воздуха через шахту	
осевой		Котел отопительный на твердом топливе	
Воздуховод	*На плане* *На разрезах*		
металлический		на газе	
неметаллический		Грязевик	
		Расширительный сосуд	

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Андреевский А. К.** Отопление (курс лекций). — Минск: Высш. школа, 1974.
2. **Андреевский А. К.** Курсовой проект центрального отопления гражданских зданий. — Минск: Высш. школа, 1973.
3. **Отопление** и вентиляция. Ч. II. Вентиляция/Богословский В. Н., Новожилов В. И., Симаков Б. Д., Титов В. П., Под ред. В. Н. Богословского В. Н. — М.: Стройиздат, 1976.
4. **Богословский В. Н.** Строительная теплофизика. — М.: Стройиздат, 1970.
5. **Временная** инструкция о составе и оформлении рабочих чертежей зданий и сооружений, разд. 7 и 9/Сантехпроект Госстроя СССР. — М.: Стройиздат, 1975.
6. **Гусев В. И.** Теплоснабжение и вентиляция. — Л.: Стройиздат, 1977.
7. **Отопление** и вентиляция. Ч. I. Отопление/Каменев П. Н., Сканави А. И., Богословский В. П. и др. — М.: Стройиздат, 1975.
8. **Киссин М. И.** Отопление и вентиляция. Ч. 1. Отопление. — М.: Стройиздат, 1955.
9. **Лариков Н. Н.** Общая теплотехника. — М.: Стройиздат, 1976.
10. **Миссенар Л.** Лучистое отопление и охлаждение. Пер. с франц. — М.: Госстройиздат, 1961.
11. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. — М.: Энергия, 1973.
12. **Павлов И. И., Федоров М. Н.** Котельные установки и тепловые сети. — М.: Стройиздат, 1977.
13. **Постнов М. Т.** Строительные воздухонагреватели. — М.: Стройиздат, 1977.
14. **Санитарные** нормы проектирования промышленных предприятий (СП 245—71). — М.: Стройиздат, 1972.
15. **Сенатов И. Г.** Санитарная техника в общественном питании. — М.: Экономика, 1973.
16. **Семенов Л. А.** Печное отопление. — М.: Стройиздат, 1968.
17. **Сканави А. Н.** Отопление. — М.: Стройиздат, 1979.
18. **СНиП II-6-72.** Строительная климатология и геофизика. — М.: Стройиздат, 1973.
19. **СНиП II-3-79.** Строительная теплотехника. — М.: Стройиздат, 1979.
20. **СНиП II-33-75.** Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. М.: Стройиздат, 1976.
21. **СНиП II-36-73.** Тепловые сети. — М.: Стройиздат, 1974.

22. **СНиП II-37-76.** Газоснабжение. Внутренние и наружные устройства. — М.: Стройиздат, 1977.
23. **СНиП II-12-77.** Защита от шума. — М.: Стройиздат, 1979.
24. **Внутренние** санитарно-технические устройства. Ч. I. Отопление, водопровод, канализация. Справочник проектировщика/Под ред. И. Г. Староверова. — М.: Стройиздат, 1976.
25. **Внутренние** санитарно-технические устройства. Ч. II. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Справочник проектировщика/Под ред. И. Г. Староверова. — М.: Стройиздат, 1978.
26. **Туркин В. Д.** Отопление гражданских зданий. — Челябинск: Южноуральское книжное изд-во, 1974.
27. **Фокин К. В.** Строительная теплотехника ограждающих конструкций. — М.: Стройиздат, 1973.
28. **Щекин Р. В.** и др. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга первая. Отопление и теплоснабжение. — Киев: Будівельник, 1976.
29. **Щекин Р. В.** и др. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга вторая. Вентиляция и кондиционирование воздуха. — Киев: Будівельник, 1976.
30. **Щекин Р. В., Березовский В. А., Потапов В. А.** Расчет систем центрального отопления. — Киев: Вища школа, 1975.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие 3
Введение 4

Раздел первый

Теплотехника

Глава 1. **Общие сведения о технической термодинамике** 6

§ 1. Предмет технической термодинамики 6
§ 2. Основные параметры состояния газа и их единицы измерения . . . 6
§ 3. Уравнение состояния идеального газа 8
§ 4. Теплоемкость. Количество тепла 9

Глава 2. **Первый закон термодинамики и газовые процессы** 11

§ 5. Понятие о термодинамических процессах 11
§ 6. Внутренняя энергия рабочего тела 12
§ 7. Работа расширения и сжатия рабочего тела 12
§ 8. Первый закон термодинамики 13
§ 9. Энтальпия газа 14
§ 10. Процессы изменения состояния идеальных газов 15

Глава 3. **Второй закон термодинамики** 20

§ 11. Понятие о круговом процессе 20
§ 12. Цикл Карно и его термодинамическое значение 21
§ 13. Сущность и формулировки второго закона термодинамики . . . 23
§ 14. Понятие об энтропии газа и T—s-диаграмма 23

Глава 4. **Водяной пар. Влажный воздух** 26

§ 15. Уравнение состояния для реальных газов 26
§ 16. Процесс парообразования в координатах p—v 26
§ 17. i—s-диаграмма водяного пара 28
§ 18. Дросселирование пара и газа 30
§ 19. Влажный воздух. I—d-диаграмма 31

Глава 5. **Поршневые двигатели внутреннего сгорания** 34

§ 20. Классификация поршневых двигателей внутреннего сгорания . . . 34
§ 21. Устройство и принцип действия двигателя внутреннего сгорания (д. в. с.) 34
§ 22. Идеальные циклы двигателей внутреннего сгорания 35
§ 23. Действительный процесс и индикаторная диаграмма двигателя внутреннего сгорания 37
§ 24. Мощность и коэффициент полезного действия двигателя внутреннего сгорания 37
§ 25. Двигатели внутреннего сгорания, применяемые в строительстве . . 38

Глава 6. **Компрессоры** 39

§ 26. Классификация компрессоров 39
§ 27. Устройство и принцип работы поршневых компрессоров 40

Стр.

§ 28. Термодинамические основы работы поршневых компрессоров . . . 40
§ 29. Подача и мощность поршневых компрессоров 43
§ 30. Область применения сжатого воздуха в строительстве 44

Глава 7. **Основы теории теплообмена** 45

§ 31. Общие сведения 45
§ 32. Виды передачи тепла 45
§ 33. Закон Фурье и коэффициент теплопроводности 47
§ 34. Теплопроводность 47
§ 35. Конвективный теплообмен 49
§ 36. Теплообмен излучением 51
§ 37. Сложный теплообмен и теплопередача 54
§ 38. Термическое сопротивление и температура поверхностей наружных ограждений здания 56
§ 39. Теплообменные аппараты 60

Раздел второй

Теплогазоснабжение

Глава 8. **Топливо, процесс горения и топочные устройства** 65

§ 40. Общие сведения о топливе 65
§ 41. Элементарный состав топлива 65
§ 42. Теплота сгорания топлива. Понятие об условном топливе 66
§ 43. Краткая характеристика отдельных видов топлива 67
§ 44. Процессы горения 69
§ 45. Топочные устройства 71

Глава 9. **Котельные установки малой и средней мощности** 73

§ 46. Общие сведения о котельных установках 73
§ 47. Типы котлов для теплоснабжения зданий 74
§ 48. Предохранительные устройства и контрольно-измерительные приборы 76
§ 49. Основные принципы проектирования котельных 78
§ 50. Определение необходимой поверхности нагрева котлов 79
§ 51. Дымовые трубы, борова и их расчет 80
§ 52. Расчет годового расхода топлива на отопление и вентиляцию. Определение размеров топливного склада 82
§ 53. Компоновка котельных 83

Глава 10. **Централизованное теплоснабжение** 85

§ 54. Котельные большой мощности и теплоэлектроцентрали 85
§ 55. Устройство тепловых сетей 87
§ 56. Присоединение теплопотребляющих систем к тепловой сети и оборудование теплового пункта 91
§ 57. Тепловая изоляция теплопроводов и противокоррозионные мероприятия 94

Глава 11. **Общие сведения об отоплении зданий** 95

§ 58. Гигиенические основы отопления 95
§ 59. Требования, предъявляемые к системам отопления 95
§ 60. Классификация систем отопления 96

Глава 12. **Потери тепла отапливаемыми помещениями** 97

§ 61. Исходные данные и основная формула для расчета потерь тепла через ограждающие конструкции 97
§ 62. Правила обмера поверхностей ограждающих конструкций 99
§ 63. Расчетные температуры наружного и внутреннего воздуха . . . 99
§ 64. Особенности расчета потерь тепла помещениями через полы, расположенные на грунте и на лагах, и через подземную часть стены 100
§ 65. Добавочные потери тепла, вызываемые различными факторами, которые не учитываются основной формулой 101
§ 66. Формуляр (бланк) для записи расчетов теплопотерь помещениями 103
§ 67. Определение потерь тепла по укрупненным измерителям. Теплотехническая оценка здания 104

Глава 13. **Нагревательные приборы систем центрального отопления. Трубопроводы и запорно-регулирующая арматура** 106

§ 68. Современные требования, предъявляемые к нагревательным приборам 106
§ 69. Виды нагревательных приборов и их технико-экономические показатели 107
§ 70. Размещение и установка нагревательных приборов. Присоединение их к трубопроводу 114
§ 71. Определение необходимой поверхности нагревательных приборов . . 116

Стр.

§ 72. Трубопроводы систем центрального отопления, их размещение (трассировка) и монтаж 119
§ 73. Запорно-регулирующая арматура и способы регулирования теплоотдачи приборов 122

Глава 14. **Системы водяного отопления** 124

§ 74. Устройство и принцип действия системы водяного отопления с естественной циркуляцией воды 124
§ 75. Основные схемы систем водяного отопления с естественной циркуляцией воды 125
§ 76. Естественое давление, возникающее в системах водяного отопления . 127
§ 77. Расширительный сосуд и место его установки. Способы удаления воздуха при естественной циркуляции воды в системах отопления 129
§ 78. Расчет трубопроводов двухтрубной системы водяного отопления . . 131
§ 79. Основные схемы систем водяного отопления с искусственной циркуляцией воды 134
§ 80. Технико-экономические показатели систем водяного отопления . . 136
§ 81. Место присоединения расширительного сосуда и способы удаления воздуха при искусственной циркуляции воды в системах отопления . . . 137
§ 82. Расчет трубопроводов двухтрубной системы водяного отопления с искусственной циркуляцией воды 139
§ 83. Особенности расчета однотрубных систем водяного отопления . . 140
§ 84. Подбор и установка циркуляционных насосов 141
§ 85. Системы водяного отопления, присоединяемые к тепловой сети через элеватор 143
§ 86. Системы пароводяного и водо-водяного отопления 146

Глава 15. **Системы парового отопления** 152

§ 87. Свойство пара как теплоносителя в системах отопления. Область применения систем парового отопления 152
§ 88. Классификация и схемы систем парового отопления 153
§ 89. Конструктивные особенности систем парового отопления высокого давления 155
§ 90. Основные сведения о расчете паропроводов и конденсатопроводов систем парового отопления низкого и высокого давления 156
§ 91. Определение размеров конденсационного бака и подбор насоса для перекачки конденсата 157
§ 92. Общестроительные работы, связанные с устройством систем водяного и парового отопления 158

Глава 16. **Системы панельно-лучистого отопления** 159

§ 93. Особенности систем панельно-лучистого отопления 159
§ 94. Конструктивные решения панельно-лучистого отопления 160
§ 95. Участие инженера-строителя в проектировании и осуществлении систем панельно-лучистого отопления 164

Глава 17. **Печное отопление** 165

§ 96. Общие сведения. Современные требования, предъявляемые к печам . 165
§ 97. Классификация печей 166
§ 98. Материалы и изделия, применяемые для устройства печей . . . 168
§ 99. Конструкции печей 169
§ 100. Фундаменты и основания под печи 172
§ 101. Дымовые трубы и каналы 173
§ 102. Кладка печей и отделка их наружных поверхностей 174
§ 103. Проектирование печного отопления 175

Глава 18. **Теплоснабжение строительства** 177

§ 104. Потребители и источники теплоснабжения 177
§ 105. Расчет мощности источников тепла, требуемой для обслуживания нужд строительства 178
§ 106. Сушка строящихся зданий 179

Глава 19. **Газоснабжение** 184

§ 107. Транспортирование газа на большие расстояния 184
§ 108. Газовые распределительные сети 184
§ 109. Газорегуляторные пункты и установки 185
§ 110. Устройство и оборудование газовых сетей 187
§ 111. Устройство внутренних газопроводов 188
§ 112. Использование газа на строительстве 189
§ 113. Нормы расхода газа. Краткие сведения о расчете газопроводов . . 190

Стр.

§ 114. Техника безопасности при строительстве и монтаже внутренних систем газоснабжения. Правила их испытания и приемки 191

Раздел третий

Вентиляция зданий

Глава 20. **Общие сведения о вентиляции** 193

§ 115. Гигиенические основы вентиляции 193
§ 116. Определение требуемого воздухообмена 195
§ 117. Понятие о способах организации воздухообмена и устройстве систем вентиляции 199

Глава 21. **Естественная вентиляция** 200

§ 118. Естественная неорганизованная вентиляция (инфильтрация) . . . 200
§ 119. Принципиальная схема канальной системы естественной вентиляции . 201
§ 120. Конструктивные элементы канальной системы естественной вентиляции 202
§ 121. Определение естественного давления и расчет воздуховодов . . . 205
§ 122. Дефлекторы 213
§ 123. Краткие сведения об аэрации зданий 214

Глава 22. **Механическая вентиляция** 217

§ 124. Приточные и вытяжные системы общеобменной вентиляции . . . 217
§ 125. Общие сведения о вентиляторах 218
§ 126. Нагревание воздуха 222
§ 127. Очистка наружного воздуха от пыли и микроорганизмов 226
§ 128. Конструктивные элементы систем общеобменной механической вентиляции 228
§ 129. Местная вентиляция 233
§ 130. Краткие сведения о пневматическом транспорте 236

Глава 23. **Охрана окружающей среды** 237

§ 131. Общие сведения о загрязнении атмосферы 237
§ 132. Очистка воздуха, удаляемого вытяжной вентиляцией из цехов промышленных предприятий 238
§ 133. Шум в механических системах вентиляции и борьба с ним . . . 241

Глава 24. **Системы воздушного отопления и общие сведения о кондиционировании воздуха** 244

§ 134. Устройство систем воздушного отопления 244
§ 135. Общие сведения о расчете систем воздушного отопления 246
§ 136. Кондиционирование воздуха 248

Примерное содержание курсовой проектной работы 251

Приложения 253

Список литературы 268